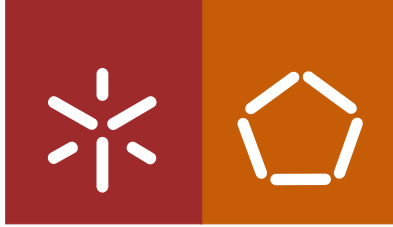


**Universidade do Minho**  
Escola de Engenharia

Luís Quinteiro Marques

**Otimização do Comportamento Mecânico  
de uma Estrutura de uma Máquina-  
Ferramenta, Guilhotina**



**Universidade do Minho**  
Escola de Engenharia

Luís Quinteiro Marques

**Otimização do Comportamento Mecânico  
de uma Estrutura de uma Máquina-  
Ferramenta, Guilhotina**

Dissertação de Mestrado  
Mestrado em Engenharia Mecânica  
Área de Especialização em Conceção e Estruturas

Trabalho efetuado sob a orientação do  
**Professor Doutor José Meireles**

agosto de 2015



## Anexo III

Universidade do Minho

### Declaração RepositóriUM: Dissertação Mestrado

Nome: Luís Quinteiro Marques

Nº Cartão Cidadão /BI: 13054983 Tel./Telem.: 968 431 872

Correio electrónico: luisqmarques@gmail.com

Curso Engenharia Mecânica

Ano de conclusão da dissertação: 2015

Área de Especialização: Conceção e Estruturas

Escola de Engenharia, Departamento/Centro: Engenharia Mecânica

### TÍTULO DISSERTAÇÃO/TRABALHO DE PROJECTO:

Título em PT : Otimização do Comportamento Mecânico de uma Estrutura de uma Máquina-Ferramenta, Guilhotina.

Título em EN : Optimization the Mechanical Behavior in the Structure of a Machine-Tool, Guillotine.

Orientadores Professor Doutor José Meireles

Declaro sob compromisso de honra que a dissertação/trabalho de projecto agora entregue corresponde à que foi aprovada pelo júri constituído pela Universidade do Minho.

Declaro que concedo à Universidade do Minho e aos seus agentes uma licença não-exclusiva para arquivar e tornar acessível, nomeadamente através do seu repositório institucional, nas condições abaixo indicadas, a minha dissertação/trabalho de projecto, em suporte digital.

Concordo que a minha dissertação/trabalho de projecto seja colocada no repositório da Universidade do Minho com o seguinte estatuto (assinale um):

1. ☐ Disponibilização imediata do trabalho para acesso universal;
2. ☒ Disponibilização do trabalho para acesso exclusivo na Universidade do Minho durante o período de  
☐ 1 ano, ☐ 2 anos ou ☒ 3 anos, sendo que após o tempo assinalado autorizo o acesso universal.
3. ☐ Disponibilização do trabalho de acordo com o **Despacho RT-98/2010 c)** (embargo\_\_\_ anos)

Braga/Guimarães, 28 /08 /2015

Assinatura: \_\_\_\_\_

## **AGRADECIMENTOS**

A realização da presente Tese de Mestrado foi bastante enriquecedora, mas não poderia deixar de agradecer a todos aqueles que contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao Professor Doutor José Filipe Bizarro Meireles, pelo seu incansável apoio, orientação, conhecimentos transmitidos e pelas suas palavras de encorajamento durante todo o trabalho.

Ao Engenheiro Paulo Silva, pela oportunidade de realização da presente Tese de Mestrado em colaboração com a empresa Tomás Castro, Lda. e pela disponibilidade em me receber.

A toda a equipa da empresa Tomás Castro, Lda., pela disponibilidade e pelos esclarecimentos prestados, em especial ao Engenheiro José Melo, Sr. Eng. João.

Aos meus Pais, Mária do Céu e António Marques, pela força e incentivo que me transmitiram, bem como, pela oportunidade de realizar o curso, pois sem eles não seria possível.

Aos meus irmãos, João e em especial ao Pedro, pelos conselhos prestados, incentivos, motivação e paciência.

Por último, à minha namorada Ana Graça, pela sua paciência, compreensão, motivação e pelo seu apoio incondicional.



## RESUMO

A presente dissertação tem como principal objetivo a otimização do comportamento mecânico de uma estrutura de uma máquina-ferramenta, guilhotina, em colaboração com a empresa Tomás Castro Silva, Lda. (RICO), tendo como base um modelo já existente, da gama HGR, com o intuito de melhorar o seu comportamento mecânico, da estrutura às deformações provocadas pelo processo de corte de uma chapa metálica.

De modo a alcançar o objetivo proposto, é necessário determinar e compreender quais as forças que são desenvolvidas durante o processo de corte e como estas interferem na própria estrutura da máquina-ferramenta.

Assim, constrói-se um modelo numérico, através de programas de elementos finitos disponíveis nos Programas Comerciais *SolidWorks* e *ANSYS*, com o objetivo de determinar e comparar o comportamento mecânico da estrutura do equipamento através do seu modelo numérico, para análise estática e dinâmica, e ainda comparar os resultados obtidos com os modelos físicos por análise experimental. É fundamental conhecer as características mecânicas da estrutura de modo a desenvolver com mais rigor, novas soluções de melhoramento que sejam mais eficientes do ponto de vista mecânico. Por fim, é feita uma análise de sensibilidade sobre diversas variáveis dos modelos de modo a otimizar a geometria da estrutura, o objetivo do presente trabalho. Consequência desta análise é comprida uma melhoria de 50% a nível das deformações.

De forma a melhorar o comportamento mecânico local da estrutura, é também apresentada uma proposta de solução para os reforços a ser implementados em pontos chave da estrutura, com o intuito de apresentar à empresa a melhor configuração geométrica a ser utilizada para se alcançar uma redução de custos de produção.

Consequência das alterações introduzidas e realizado ainda o dimensionamento à resistência dos cordões de soldadura da estrutura proposta, recorrendo a cálculos analíticos, nas partes da estrutura sujeita a maiores tensões, de modo a compatibilizar as soluções idealizadas com os processos de ligação estrutural associados.



## **ABSTRACT**

This work aims to optimize the mechanical behavior of a structure of a machine-tool, guillotine, in collaboration with the company Tomás Castro Silva, Lda. (RICO), based on an existing model, the HGR range, with order to improve its mechanical behavior, the deformation of the structure caused by the cutting process of a metal plate.

In order to achieve the proposed objective, it is necessary to determine and understand what forces are developed during the cutting process and how they affect the structure of the machine-tool.

A numerical model is built through finite element programs available in the Commercial Programs SolidWorks and ANSYS, in order to determine and compare the mechanical behavior in the structure of the equipment through its numerical model for static and dynamic analysis, and further comparing the results obtained with physical models for experimental analysis. It is important to know the mechanical characteristics of the structure in order to develop more accurately new improved solutions that are more efficient from the mechanical point of view. Finally, a sensitivity analysis is made on several variables of the models in order to optimize the geometry of the structure, the objective of this work. In result of this analysis an improvement of 50% is achieve for the deformation.

In order to improve the mechanical behavior of the local structure is also shown a suggested solution for the ribs to be implemented at the key points of the structure, in order to provide the best geometric configuration for the company to be used to achieve reduction production costs.

Effect of the changes and still carried the dimensioning resistance of the structure proposed weld seams, incurring the analytical calculations, the parts of the structure subject to more stresses, so as to adapt the idealized structural solutions with the associated bonding processes.





## ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS .....	iii
RESUMO .....	v
ABSTRACT .....	vii
ÍNDICE GERAL.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
ÍNDICE DE TABELAS .....	xxiv
NOMENCLATURA .....	xxvii
GLOSSÁRIO .....	xxx
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Motivação .....	5
1.2. Objetivo da Tese .....	5
1.3. Estrutura da Tese.....	6
1.4. Apresentação da empresa Tomás Castro Silva, Lda, RICO .....	7
1.5. Caso de Estudo.....	8
1.5.1. Modelo .....	8
1.5.2. Estrutura .....	9
1.5.3. Funcionamento Geral do Equipamento.....	11
1.5.4. Esbarro .....	12
1.5.5. Mesa .....	12
1.5.6. Características técnicas da máquina ferramenta .....	13
2. ESTADO DA ARTE .....	15
2.1. A Importância das Máquinas-Ferramentas na Economia Mundial .....	17
2.2. Máquina-Ferramenta Guilhotina.....	18
2.2.1. Princípio de corte.....	19

---

2.2.2.	Guilhotinas .....	21
2.2.2.1.	Guilhotinas Mecânicas .....	22
2.2.2.2.	Guilhotinas Hidráulicas .....	23
2.2.3.	Parâmetros de Corte.....	24
2.2.3.1.	Ângulo de corte.....	24
2.2.3.2.	Força Principal de Corte e de Trabalho.....	26
2.2.3.3.	Força Lateral .....	31
2.2.3.3.1.	Decomposição do ângulo da Força de Corte Lateral.....	33
2.2.3.4.	Folga entre Lâminas .....	33
2.2.3.5.	Ângulo de ataque da Lâmina.....	35
2.2.4.	Tipos Construtivos da Guilhotina .....	35
2.2.4.1.	Corte Paralelo.....	35
2.2.4.2.	Corte Oscilante .....	37
2.2.4.3.	Sistema de Calçamentos.....	39
2.2.4.4.	Capacidade de Corte .....	40
2.2.4.5.	Precisão de Corte .....	41
2.3.	Análise de Elementos Finitos.....	43
2.3.1.	Qualidade da Simulação Numérica .....	46
3.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	47
3.1.	Conceito de Tensões e Deformações .....	49
3.2.	Diagrama Tensão-Deformação .....	51
3.3.	Lei de Hooke e Módulo de Elasticidade.....	53
3.4.	Tenacidade e Resiliência .....	53
3.5.	Coeficiente de Poison.....	54
3.6.	Equação da Linha de Elasticidade .....	54
3.7.	Tensão Normal de Flexão.....	56

3.8.	Torção .....	57
3.9.	Módulo de Resistência Polar .....	58
3.10.	Regras de Melhoria à Torção .....	59
3.11.	Normas e Regulamentos de Projeto .....	61
3.11.1.	Eurocódigo 3 - Projeto de Estruturas de Aço Parte 1-1: Regras Gerais e Regras para Edifícios .....	61
3.11.1.1.	Objetivo e campo de aplicação .....	61
3.11.1.2.	Material - Aço estrutural .....	61
3.11.2.	Ligações soldadas.....	62
3.11.2.1.	Generalidades.....	62
3.11.2.2.	Cálculo da resistência de um cordão de ângulo .....	63
3.11.2.2.1.	Método Direcional .....	63
3.11.2.2.2.	Método Simplificado.....	64
3.11.2.2.3.	Metodologia de Cálculo da Soldadura segundo Moura Branco.....	66
3.12.	Simulação Numérica por Elementos Finitos (FEM) .....	68
3.12.1.	Avaliação dos Elementos de Malha.....	68
3.12.1.1.	<i>SOLID186</i> - Descrição do Elemento.....	68
3.12.1.2.	<i>SOLID187</i> – Descrição do Elemento.....	69
3.12.2.	Escolha do Elemento .....	70
3.12.3.	Qualidade da Malha .....	70
3.13.	Validação da operacionalidade com o <i>ANSYS Workbench</i> .....	72
3.13.1.	Descrição do Problema .....	72
3.13.2.	Abordagem Analítica .....	74
3.13.3.	Simulação numérica do problema .....	76
3.13.3.1.	Primeira fase de validação – Definição da malha .....	78
3.13.3.2.	Segunda Fase de Validação – Definição dos elementos.....	80

---

3.13.3.3.	Discussão de resultados.....	83
3.14.	Análise Dinâmica.....	84
3.14.1.	Análise Modal .....	84
3.15.	Otimização Estrutural .....	86
3.15.1.	Tipos de Otimização Estrutural .....	88
3.15.2.	Processo de Evolução na Otimização.....	89
4.	CASO DE ESTUDO .....	91
4.1.	Determinação das Forças Envolvidas na Estrutura Original .....	93
4.1.1.	Considerações Iniciais .....	94
4.1.2.	Cálculo Analítico .....	94
4.1.2.1.	Placa Frontal Exterior .....	94
4.1.2.2.	Suporte da Lâmina .....	99
4.1.2.3.	Suporte dos Rolamentos .....	101
4.2.	Análise Estática – Estrutura Original .....	104
4.2.1.	Malha.....	105
4.2.1.1.	Convergência da malha.....	105
4.2.1.2.	Qualidade da Malha .....	106
4.2.2.	Representação das Forças .....	107
4.2.3.	Resultados.....	107
4.2.3.1.	Estudo à Deformação – “Probes” (sensores) .....	107
4.2.3.2.	Deformação Total .....	109
4.2.3.3.	Estudo de Tensões.....	110
4.2.3.4.	Componentes Individuais .....	111
4.2.4.	Discussão de Resultados.....	117
4.3.	Análise Dinâmica – Estrutura Original.....	118
4.5.1.	Frequências Naturais da Máquina-ferramenta Livre no Espaço .....	119

4.5.1.1.	Discussão de Resultados.....	121
4.5.2.	Modos de Vibração para a Máquina-ferramenta Constrangida.....	122
4.5.2.1.	Discussão de Resultados.....	124
4.6.	Análise Experimental – Estrutura Original .....	126
4.6.1.	Considerações Iniciais .....	126
4.6.2.	Procedimento Experimental .....	127
4.6.3.	Resultados e sua Discussão.....	128
4.6.4.	Análise do corte de duas bandas com diferentes folgas .....	129
5.	OTIMIZAÇÃO DO CASO DE ESTUDO .....	131
5.1.	Objetivos.....	133
5.2.	Metodologia Utilizada .....	133
5.3.	Primeira Fase – Solução 1 .....	134
5.3.1.	Parte Inferior Original.....	134
5.3.2.	Estudo e Proposta – Solução 1 – Parte Inferior da Estrutura.....	135
5.3.3.	Estudo da Parte Superior da Estrutura .....	138
5.3.3.1.	Estudo e Proposta – Solução 1 – Parte Superior da Estrutura.....	138
5.3.4.	Representação da Estrutura Final – Solução 1 .....	143
5.4.	Segunda Fase – Descrição e Apresentação de Novas Propostas de Solução.....	144
5.4.1.	Influência da variação do Ângulo da Placa Superior 1 .....	145
5.4.2.	Análise da Influência de Zonas Específicas da Estrutura .....	145
5.4.2.1.	Influência do Cole de Cisne.....	145
5.4.2.2.	Influência da Remoção dos Cutelos.....	146
5.4.2.3.	Influência dos Cutelos.....	146
5.4.3.	Adição de um Reforço na Placa Superior 1.....	147
5.4.4.	Otimização .....	147
5.4.5.	Melhoramento de Aspetos Construtivos.....	151

---

5.5.	Terceira Fase – Validação e Discussão das Soluções Propostas .....	152
5.5.1.	Considerações Iniciais .....	152
5.5.2.	Apresentação e Discussão de Resultados .....	155
6.	DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDADURA .....	161
6.1.	Observação aos Cordões de Soldadura da Estrutura Original .....	164
6.2.	Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura <i>A1</i> .....	165
6.3.	Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura <i>A2</i> .....	167
6.3.1.	Cálculo da resistência do cordão superior, <i>a2.1</i> .....	170
6.3.2.	Cálculo da resistência do cordão inferior, <i>a2.2</i> .....	171
6.3.3.	Validação.....	172
6.3.3.2.	Cálculo da Garganta Mínima do Cordão de Soldadura .....	175
6.4.	Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura <i>A3</i> .....	176
6.4.1.	Cálculo da resistência do cordão superior, <i>a3.1</i> .....	176
6.4.2.	Cálculo da resistência do cordão inferior, <i>a3.2</i> .....	177
6.5.	Discussão de Resultados.....	179
7.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	181
7.1.	Conclusão.....	183
7.2.	Propostas de Trabalhos Futuros .....	187
8.	BIBLIOGRAFIA.....	191
	ANEXO A – VERIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DA MAQUINA-FERRAMENTA .....	195
	ANEXO B – ANÁLISE A COMPONENTES INDIVIDUAIS .....	201
	ANEXO C – EQUAÇÃO DA DEFORMADA.....	205
	ANEXO D – VERIFICAÇÃO AO SUPORTE DE ROLAMENTOS.....	213
	ANEXO E – ALTERAÇÕES DE COMPONENTES INDIVUDAIIS.....	217
	ANEXO F – RESULTADOS INDIVIDUAIS DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS.....	225
	ANEXO G – PROPOSTA DE REFORÇO .....	245

ANEXO H – FLECHA.....	249
ANEXO I – DESENHOS TÉCNICOS.....	253
ANEXO J – ARTIGO CIENTÍFICO.....	259





## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Representação da Guilhotina HGR-306. ....	8
Figura 1.2 - Ilustração da constituição da parte interior frontal da Guilhotina. ....	9
Figura 1.3 - Representação da parte traseira da estrutura, com o pormenor do sistema de regulação da folga. ....	9
Figura 1.4 – Parte frontal da estrutura. ....	10
Figura 1.5 - Parte traseira da estrutura. ....	11
Figura 1.6 - Representação dos pormenores da estrutura. ....	11
Figura 1.7 - Pormenor do sistema de regulagem do Porta-lâminas. ....	12
Figura 1.8 - Representação do Esbarro adotada em alguns modelos, pela empresa RICO. ....	12
Figura 2.1 - Ilustração do capital gerado pela produção e venda de máquinas-ferramentas produzidas na CECIMO. [3] ....	17
Figura 2.2 - Maiores produtores de máquinas-ferramentas. [3] ....	18
Figura 2.3 – a) Disposição das lâminas numa guilhotina. b) Detalhe das lâminas durante o corte da chapa. [4].....	19
Figura 2.4 – Mecânica do corte numa guilhotina. [4].....	20
Figura 2.5 – Aspeto de uma aresta guilhotinada. [4] ....	20
Figura 2.6 – Inclinação da aresta cortada. [4] ....	21
Figura 2.7 – Principais componentes de uma guilhotina. [4] ....	21
Figura 2.8 – Principais componentes de uma guilhotina mecânica. [4].....	23
Figura 2.9 – Ângulo de corte. [5] ....	25
Figura 2.10 – Área que influencia a força de corte. a) $\alpha = 0$ . b) $\alpha \geq 0$ . [5].....	25
Figura 2.11 – Evolução da força de corte com o deslocamento do punção, durante as fases de repuxamento e penetração. [5] ....	26
Figura 2.12 – Evolução da força de corte com o deslocamento do punção no corte por arrombamento. [5] ....	27
Figura 2.13 - Corte de uma chapa numa guilhotina. Três secções na zona do perímetro ativo, mostra os diferentes estados do corte. [5].....	29
Figura 2.14 – Evolução do perímetro ativo durante o corte numa guilhotina.....	30
Figura 2.15 – Evolução da força de corte para o corte de uma chapa numa guilhotina. [5] .....	31

Figura 2.16 - Ilustração do ângulo de propagação da fissura e do ângulo da direção diagonal entre o punção e a matriz. [4].....	32
Figura 2.17 - Relação entre Forças de Corte.....	33
Figura 2.18 - Influência da folga na qualidade de corte, força de corte e desgaste da ferramenta. .....	34
Figura 2.19 – Exemplo de tabelas de folgas recomendadas.....	35
Figura 2.20 – Ângulo de ataque das lâminas. ....	35
Figura 2.21 – Princípio de corte paralelo.....	36
Figura 2.22 – Evolução do corte oscilante.[4].....	38
Figura 2.23 - A flecha no corte. ....	41
Figura 2.24 - A torção no corte. ....	42
Figura 2.25 - O arco no corte. ....	42
Figura 3.1 – Representação de duas barras à tração e à compressão. [11] .....	50
Figura 3.2 – Deformação longitudinal, $\epsilon$ . [11] .....	51
Figura 3.3 - Diagrama tensão-deformação característico de um aço. [11] .....	52
Figura 3.4 – Lei de Hooke. [25] .....	53
Figura 3.5- Forma da linha elástica numa viga sujeita a flexão pura. ....	55
Figura 3.6 - Curva elástica numa viga sujeita a flexão. ....	55
Figura 3.7 – Barra submetida à torção. [25] .....	57
Figura 3.8 – Módulo de resistência polar de uma superfície. [11] .....	59
Figura 3.9 - Melhores seções transversais para a torção. [12] .....	59
Figura 3.10 – Melhor prática para redução do ângulo de torção ( $\theta$ ). [12].....	60
Figura 3.11 – Diferentes opções de reforço para redução dos ângulos de torção ( $\theta$ ). [12].....	60
Figura 3.12 - Espessura dos cordões de ângulo. [36] .....	63
Figura 3.13 - Tensões no plano que define um cordão de ângulo. [36] .....	64
Figura 3.14 – Ilustração do tamanho da garganta para diferentes configurações de cordões de soldadura. ....	66
Figura 3.15 – Decomposição da solicitação. ....	67
Figura 3.16 - Elemento SOLID186 3-D de 20 nós. [14] .....	69
Figura 3.17 - Elemento SOLID187 3-D de 10 nós. [14] .....	70
Figura 3.18 - Representação do parâmetro Skewness (Assimetria). [14] .....	71

Figura 3.19 – Caso 1 – Representação do primeiro caso de estudo e suas condições de fronteira. ....	73
Figura 3.20 – Caso 2 – Representação do segundo caso de estudo e suas condições de fronteira. ....	73
Figura 3.21 - Representação da barra utilizada para materializar a viga em estudo. ....	73
Figura 3.22 – Configuração do Material S275 JR. ....	76
Figura 3.23- Exemplificação das opções a selecionar para as condições de fronteira para o caso 2. ....	77
Figura 3.24 - Exemplificação das opções a selecionar para os resultados a analisar. ....	78
Figura 3.25 - Representação da Malha gerada na opção "Coarse" (grossa). ....	78
Figura 3.26 - Representação da Malha gerada na opção "Fine" (fina). ....	79
Figura 3.27 - Caixa "Element Control" no menu Geometry. ....	80
Figura 3.28 - Caixa "Brick Integration Scheme" no menu Solid. ....	81
Figura 3.29 - Caixa "Mesh" no menu Element Midside Nodes. ....	81
Figura 3.30 - Exemplo a representação dos pontos para o caso da opção "Dropped". [15] .....	82
Figura 3.31 - Exemplo a representação dos pontos para o caso da opção "Kept". [15] .....	82
Figura 3.32 - Exemplo de um problema proposto por Michell. [18] .....	86
Figura 3.33 - Três tipos de otimização estrutural: a) otimização paramétrica de uma treliça, b) otimização de forma, c) otimização topológica. [18] .....	89
Figura 3.34 - Ilustração das etapas de procedimento para a obtenção da solução otimizada. [18, 22] .....	90
Figura 4.1 - Representação das forças envolvidas na estrutura durante o corte. ....	93
Figura 4.2 - Representação das forças dos Hidráulicos e nas faces dos Montantes. ....	94
Figura 4.3 - Representação dos hidráulicos que atuam na estrutura. ....	95
Figura 4.4 - Diagrama de corpo livre da placa frontal. ....	95
Figura 4.5 - Representação das forças e dos momentos. ....	99
Figura 4.6 - Representação dos esforços no Suporte da Lâmina. ....	100
Figura 4.7 – Representação das linhas do Suporte de Rolamentos para o Diagrama de forças. ....	102
Figura 4.8 - Representação das forças que são influenciadas pelo corte lateral ao centro. ....	102
Figura 4.9 – Representação, em detalhe, das Reações do Suporte de Rolamentos. ....	102
Figura 4.10 - Representação Simplificada do Diagrama de Forças do Suporte de Rolamentos. ....	103

Figura 4.11 - Representação do porta-lâminas e dos suportes. ....	103
Figura 4.12 - Representação das Faces da estrutura a analisar. ....	105
Figura 4.13 - Representação da localização das forças que atuam na estrutura. ....	107
Figura 4.14 – Representação do comportamento mecânico da estrutura com carga ao centro e representação da localização do sensor. ....	108
Figura 4.15 - Representação da localização do sensor. ....	108
Figura 4.16 - Representação do comportamento mecânico da estrutura com carga ao centro e representação da localização do sensor. ....	109
Figura 4.17 - Representação da deformação total com a carga ao centro. ....	110
Figura 4.18 - Valor da tensão do Cole de Cisne de 186 MPa. ....	110
Figura 4.19 - Representação das tensões que atuam na placa frontal. ....	111
Figura 4.20 - Representação das tensões que atuam na placa 1. ....	111
Figura 4.21 - Representação simplificada do Diagrama de Forças do Suporte de Rolamentos. ....	112
Figura 4.22 – Ilustração do diagrama de forças e ângulos do Suporte de Rolamentos. ....	112
Figura 4.23 - Ilustração das forças e apoios na peça. ....	113
Figura 4.24 – Análise Estática – Deformação máxima de 0,062 mm. ....	114
Figura 4.25 - Análise Estática - Tensão- <i>ANSYS</i> . ....	116
Figura 4.26 – Localização do sensor na Face do componente. ....	117
Figura 4.27 - Representação do 1º modo de frequência natural. ....	119
Figura 4.28 - Representação do 2º modo de frequência natural. ....	119
Figura 4.29 - Representação do 3º modo de frequência natural. ....	120
Figura 4.30 - Representação do 4º modo de frequência natural. ....	120
Figura 4.31 - Representação do 5º modo de frequência natural. ....	120
Figura 4.32 - Representação do 6º modo de frequência natural. ....	121
Figura 4.33 - Representação do 1º modo de vibração. ....	122
Figura 4.34 - Representação do 2º modo de vibração. ....	122
Figura 4.35 - Representação do 3º modo de vibração. ....	123
Figura 4.36 - Representação do 4º modo de vibração. ....	123
Figura 4.37 - Representação do 5º modo de vibração. ....	123
Figura 4.38 - Representação do 11º modo de vibração. ....	124
Figura 4.39 - Análise ao movimento de descida do Porta-Lâminas ....	124
Figura 4.40 - Representação dos pontos de estudo na estrutura. ....	127

Figura 4.41 - a) Colocação na Mesa b) Colocação na Paca Superior 1. ....	127
Figura 4.42 - Tira da direita cortada com folga de 3 mm, tira da esquerda cortada com folga 6 mm. ....	129
Figura 5.1 - Ilustração das duas partes a estudar separadamente. ....	133
Figura 5.2 - Representação dos constrangimentos. ....	134
Figura 5.3 - Representação da localização do sensor. ....	135
Figura 5.4 - Ilustração da ideia proposta. ....	136
Figura 5.5 - a) Geometria Original; b) Geometria proposta. ....	137
Figura 5.6 – Representação das forças na parte Superior da Estrutura. ....	139
Figura 5.7 - Ilustração da estrutura original da parte superior e o local do ponto de referência. ....	139
Figura 5.8 – Ilustração do caso 1 com as respectivas cargas. ....	139
Figura 5.9 - Ilustração do caso 2, sem os cubos, com as respectivas cargas. ....	140
Figura 5.10 - Ilustração do caso 3, com a carga recuada, e as respectivas cargas. ....	140
Figura 5.11 - Detalhe do corte na Placa Superior 1. ....	141
Figura 5.12 – Representação da nova geometria da estrutura da parte superior e respectivas cargas. ....	142
Figura 5.13 – Estudo do momento de inércia polar para a placa superior 1. ....	142
Figura 5.14 - Representação da nova proposta de geometria da solução 1. ....	144
Figura 5.15 - Detalhe do Cole de Cisne fechado. ....	145
Figura 5.16 - Detalhe da parte traseira da estrutura sem os cutelos superiores ao centro. ....	146
Figura 5.17 - Detalhe do pormenor do perfil de secção retangular. ....	147
Figura 5.18 - Geometria obtida após o estudo de otimização. ....	148
Figura 5.19 - Detalhe dos dois cutelos selecionados para o processo de Otimização. ....	149
Figura 5.20 - Resultado obtido do "Shape Optimization". ....	150
Figura 5.21 - Detalhe dos novos cutelos na estrutura. ....	150
Figura 5.22 – Detalhe da alteração (direita) na geometria inicial proposta (esquerda). ....	151
Figura 5.23 - Ilustração do detalhe da superfície superior da placa do suporte da lâmina. ....	152
Figura 5.24 - Localização do Probe 1. ....	153
Figura 5.25 - Localização do Probe 2. ....	154
Figura 5.26 - Localização do Probe 3. ....	154
Figura 5.27 - Localização do Probe 4. ....	155

Figura 5.28 - Localização do Probe 5. ....	155
Figura 6.1 – Ilustração da espessura do cordão de soldadura. ....	163
Figura 6.2 - Localização da soldadura de uma das zonas a melhorar. ....	164
Figura 6.3 - a) Ilustração procedimento incorreta b) Ilustração procedimento correto adotar... ..	165
Figura 6.4 – Representação do cordão em estudo. ....	165
Figura 6.5 - Representação do cordão em estudo. ....	168
Figura 6.6 - Representação da aresta selecionada para estudo. ....	169
Figura 6.7 - Passos para selecionar a opção de "Stress". ....	169
Figura 6.8 - Passos para selecionar a tensão normal. ....	170
Figura 6.9 - Representação da altura da lâmina até à mesa. ....	173
Figura 6.10 – Representação da geometria para o cálculo do momento de inércia. [25] .....	174
Figura 6.11 – Representação da seção usada e respetiva soldadura. [25] .....	174
Figura 6.12 - Representação do cordão em estudo. ....	176
Figura B.1 - Representação dos constrangimentos. ....	202
Figura B.2 - Análise Estática – Resultado obtido para o “Eixo Z” de 5,3E-3 mm. ....	202
Figura B.3 - Análise Estática – Tensão obtida de 2 MPa. ....	202
Figura B.4 - Representação dos constrangimentos. ....	203
Figura B.5 - Deformação total do Porta-Lâminas. ....	203
Figura B.6 - Representação da localização do "Probe" no porta-lâminas. ....	204
Figura B.7 - Representação das tensões máximas no Porta-Lâminas. ....	204
Figura C.1 - Constrangimentos resultantes da simplificação para o Reforço dos Rolamentos. .	206
Figura C.2 – Diagrama de esforços. ....	208
Figura D.1 - Representação das dimensões na união da <b>FCLateral</b> . ....	214
Figura D.2 - Representação da dimensão do "b" total na peça original. ....	215
Figura D.3 - Representação das Forças no Pino. ....	215
Figura E.1 - Novo ponto, a 37,5 mm, para o Suporte de Rolamentos. ....	218
Figura E.2 - Reforço de Rolamentos com o ponto na nova posição. ....	218
Figura E.3 - Observação do posicionamento, em relação à altura, do ponto 1 em relação ao ponto 2. ....	219
Figura E.4 - Observação do posicionamento, em relação à distância, do ponto 1 em relação ao ponto 2. ....	220
Figura E.5 – Medidas do novo ponto, para a nova proposta de Reforço dos Rolamentos. ....	220

Figura E.6 - Tensão obtida de 73 MPa. ....	221
Figura E.7 – Detalhe do contato entre esbarro e a face inferior da placa superior 1 (representada a vermelho). ....	222
Figura E.8 – Detalhe dos componentes que fazem parte do esbarro. ....	223
Figura E.9 - Ilustração do esbarro recuado. ....	223
Figura F.1 - Detalhe do pormenor do perfil de secção retangular. ....	232
Figura F.2 - Representação do perfil selecionado. ....	232
Figura F.3 – Representação dos eixos de simetria e centro geométrico da Placa Superior 1 Original com o Reforço. ....	233
Figura F.4 - Vista frontal do detalhe da placa do suporte da lâmina na estrutura. ....	239
Figura F.5 - Vista superior do detalhe da placa superior 1 na estrutura. ....	239
Figura F.6 - Vista traseira da estrutura com a nova configuração. ....	240
Figura F.7 – Ilustração do diagrama de esforços, e respetivos casos 1 e 2. ....	240
Figura F.8 - Representação da localização dos pontos, na Placa Superior 1, de estudo. ....	243
Figura G.1 – Ilustração da nova geometria proposta montada na Solução 1. ....	246
Figura G.2 - Ilustração em perspetiva da nova geometria proposta. ....	247
Figura H.1 - Diagrama de Esforços. ....	250



## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 - Características técnicas do Modelo HGR-306. [37] .....	13
Tabela 2.1 - Propriedades Mecânicas.....	28
Tabela 2.2 - Método de classificação da relação entre resultados reais e simulados numericamente retirada da referência [9]. .....	46
Tabela 3.1 - Normas, Classes e Propriedades de Aços. ....	61
Tabela 3.2 - Fator de correlação $\beta_w$ . [36] .....	64
Tabela 3.3 - Valores esperados de qualidade para uma célula. [14].....	71
Tabela 3.4 - Propriedades do Material da Barra.....	74
Tabela 3.5 - Representação das equações da deformada e tensão para o primeiro caso. ....	74
Tabela 3.6 - Representação das equações da deformada e tensão para o segundo caso. ....	74
Tabela 3.7 - Comparação de resultados da primeira simulação - primeira fase de validação.....	79
Tabela 3.8 - Comparação de resultados da segunda simulação - primeira fase de validação. ...	80
Tabela 3.9 - Comparação de resultados da primeira simulação - segunda fase de validação. ...	83
Tabela 4.1- Folha de Cálculo em EXCEL dos resultados obtidos.....	104
Tabela 4.2 - Resultados da convergência da malha para diferentes tamanhos do elemento....	105
Tabela 4.3 - Qualidade da Malha.....	106
Tabela 4.4 - Resultados obtidos para o sensor da mesa. ....	107
Tabela 4.5 - Resultados obtidos para o sensor da parte inferior da placa do suporte da lâmina. .....	108
Tabela 4.6 - Resultados obtidos para o sensor da placa superior 1. ....	109
Tabela 4.7 - Resultado obtido para a deformação total com a carga ao centro. ....	110
Tabela 4.8 - Representação simplificada da linha A do Reforço dos Rolamentos.....	114
Tabela 4.9 - Validação dos valores obtidos numericamente e analiticamente. ....	116
Tabela 4.10 - Resultados obtidos para o Reforço dos Rolamentos.....	117
Tabela 4.11 - Apresentação dos valores dos deslocamentos obtidos para os três casos. ....	118
Tabela 4.12 - Valores dos 6 primeiros modos de frequência naturais.....	119
Tabela 4.13 - Modos de Vibração.....	122
Tabela 4.14 - Resultados obtidos na Análise Experimental.....	128
Tabela 5.1 - Resultado obtido para o deslocamento ao centro. ....	135

---

Tabela 5.2 - Comparação dos resultados para o ângulo de $10^\circ$ .....	137
Tabela 5.3 - Comparação dos resultados para o ângulo de $15^\circ$ .....	138
Tabela 5.4 - Resultados obtidos para o ponto de referência. ....	140
Tabela 5.5 - Resultados obtidos, para uma carga ao centro, na Placa Superior 1. ....	141
Tabela 5.6 - Resultados obtidos para o Momento de Inércia Polar. ....	143
Tabela 5.7 - Resultados obtidos da massa removida.....	150
Tabela 5.8 - Comparação de resultados percentuais obtidos em cada solução.....	156
Tabela 5.9 - Resultados da comparação entre as soluções 1, 2, 4, 4.1 e 7.....	158
Tabela 5.10 – Comparação da massa original com as soluções propostas. ....	159
Tabela 6.1 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura. ....	170
Tabela 6.2 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura. ....	171
Tabela 6.3 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura. ....	176
Tabela 6.4 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura. ....	178
Tabela 6.5 - Cordão de Soldadura Mínimo [38]. ....	179
Tabela 6.6 - Resultados finais dos cordões de soldadura estudados.....	179
Tabela 7.1 - Comparação de resultados entre Análise Numérica e Experimental. ....	183
Tabela 7.2 - Resultados da Solução do Reforço Proposto.....	186
Tabela 7.3 - Resultados obtidos para a Solução 1 Proposta. ....	187
Tabela A.1 - Resultados das tensões internas. ....	199
Tabela A.2 - Resultados da flecha máxima e da tensão em cada cilindro.....	200
Tabela E.1 - Resultados da deformação para o Reforço dos Rolamentos. ....	219
Tabela E.2 - Resultados da deformação para o Reforço dos Rolamentos. ....	221
Tabela F.1 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	226
Tabela F.2 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	227
Tabela F.3 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	228
Tabela F.4 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	229
Tabela F.5 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	230
Tabela F.6 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	231
Tabela F.7 – Cálculo do Centro Geométrico. ....	233
Tabela F.8 – Comparação de Resultados para o Momento de Inércia da Placa Superior 1. ....	234
Tabela F.9 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	235
Tabela F.10 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ....	236

---

Tabela F.11 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ...	237
Tabela F.12 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ...	238
Tabela F.13 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ...	242
Tabela F.14 – Resultados obtidos para os pontos de estudo selecionados na Placa Suporte de Lâmina e Superior 1. ....	243
Tabela F.15 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos. ...	243
Tabela F.16 - Resultados obtidos para os pontos de estudo selecionados na Placa Suporte de Lâmina e Superior 1. ....	244
Tabela G.1 - Comparação dos resultados da estrutura inferior original com os resultados obtidos da nova geometria proposta. ....	247
Tabela H.1 - Comparação de Resultados. ....	251

**NOMENCLATURA**

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>	<b>Unidade</b>
$E$	Módulo de Elasticidade	$Pa$
$G$	Módulo de elasticidade transversal do material	$Pa$
$\sigma_n$	Tensão normal	$Pa$
$\sigma_r$	Tensão de rotura	$Pa$
$\tau_r$	Tensão de corte	$Pa$
$\tau_{med}$	Tensão de corte média	$Pa$
$\tau_{max}$	Tensão de corte máxima	$Pa$
$\tau$	Tensão de corte	$Pa$
$\sigma_y$	Tensão de cedência	$Pa$
$\sigma_u$	Tensão de rotura	$Pa$
$\sigma_{VM}$	Tensão de Von Mises	$Pa$
$\sigma_{\perp}$	Tensão normal perpendicular à espessura	$Pa$
$\sigma_{\parallel}$	Tensão normal paralela ao eixo da soldadura	$Pa$
$\tau_{\perp}$	Tensão de corte (no plano da espessura) perpendicular ao eixo da soldadura	$Pa$
$\tau_{\parallel}$	Tensão de corte (no plano da espessura) paralela ao eixo da soldadura	$Pa$
$\sigma_r$	Tensão radial	$Pa$
$\sigma_{\theta}$	Tensão tangencial	$Pa$
$\sigma_z$	Tensão axial	$Pa$
$\sigma_{adm}$	Tensão admissível	$Pa$

$\sigma_{rm\acute{a}x}$	Tensão principal máxima	$Pa$
$\sigma_y$	Tensão normal perpendicular ao plano da garganta	$Pa$
$\tau_{xy}$	Tensão corte paralela ao eixo do cordão	$Pa$
$\tau_{yz}$	Tensão corte perpendicular ao eixo do cordão	$Pa$
$\sigma_{sd,ref}$	Tensão equivalente	$Pa$
$t_p, n_p$	Componente vertical e lateral de força	$Pa$
$p_i, p_0$	Pressão interior e exterior	$Pa$
$P$	Carga	$N$
$F_{w,Ed}$	Valor de cálculo do esforço atuante na soldadura por unidade de comprimento	$N$
$F_{w,Rd}$	Valor de cálculo da resistência da soldadura por unidade de comprimento	$N$
$f_{vw.d}$	Valor de cálculo da resistência ao corte da soldadura	$N$
$F_{max}$	Força máxima de corte	$N$
$F_C$	Força de Corte lateral	$N$
$F_{lateral}$	Força de corte lateral	$N$
$F_{vertical}$	Força de corte vertical	$N$
$F_T$	Resultante das Forças de corte	$N$
$R_1, R_2$	Reações da placa frontal no contato com os montantes	$N$
$Fh1, Fh2$	Força dos calçadores	$N$
$f_u$	Valor nominal da tensão de rotura à tração da peça ligada mais fraca	$N$
$N_{sd}$	Força	$N$
$M_t$	Momento torsor	$N.m$
$M_{sd,x}$	Momento fletor	$N.m$
$[K]$	Matriz de rigidez	$N/m$
$f$	Frequência	$Hz$

$I_x$	Momento de Inércia em x	$m^4$
$I_y$	Momento de Inércia em y	$m^4$
$J_p$	Momento de Inércia Polar	$m^4$
$W_p$	Módulo de resistência polar	$m^4$
$A$	Área	$m^2$
$A_w$	Área efetiva do cordão de soldadura	$m^2$
$p$	Perímetro de corte	$m$
$p_{act}$	Perímetro ativo de corte	$m$
$h$	Espessura da chapa	$m$
$D_m$	Diâmetro da matriz	$m$
$D_p$	Diâmetro do punção	$m$
$t$	Espessura da chapa	$m$
$c$	Folga ideal	$m$
$U_p$	Penetração correspondente à altura até à primeira iniciação da fissura com a chapa	$m$
$\varepsilon$	Deformação ou extensão nominal de engenharia	-
$\Delta l$	Alongamento	$m$
$l$	Comprimento da peça	$m$
$\varepsilon_x$	Deformação na direção x (transversal)	-
$\varepsilon_y$	Deformação na direção y (transversal)	-
$\varepsilon_z$	Deformação na direção Z (longitudinal)	-
$r_{máx}$	Distância entre o centro à extremidade da seção transversal	$m$
$c_{max}$	Distância máxima entre o CG e a extremidade da secção transversal	$m$
$L_1, L_2$	Afastamento entre cordões de soldadura	$m$
$L_w, L_{we}$	Comprimento do cordão de soldadura	$m$

$a$	Garganta do cordão de soldadura	$m$
$b$	Espessura da secção transversal	$m$
$h$	Altura da secção transversal	$m$
$y$	Flecha	$m$
$D$	Diâmetro	$m$
$a_i, b_e$	Raio interior e exterior	$m$
$\emptyset_i$	Diâmetro interior	$m$
$\emptyset_e$	Diâmetro exterior	$m$
$\{x\}$	Vetor do deslocamento	$m$
$C$	Constante	-
$\beta$	Direção do ângulo de propagação da fissura	-
$Q_{max}$	Coeficiente de correção aplicado à força máxima	-
$\nu$	Coeficiente de Poisson	-
$\beta_w$	Fator de correlação	-
$C_1, C_2$	Constantes de fronteira e de continuidade	-
$\gamma$	Distorção	-
$W$	Trabalho de corte	$J$
$\theta$	Ângulo de torção	$Rad$
$\theta_d$	Ângulo diagonal	$Rad$
$[M]$	Massa	$Kg$
$\{\ddot{x}\}$	Vetor aceleração	$m/s^2$

## GLOSSÁRIO

**ANSYS** – Código comercial de FEM desenvolvido por ANSYS, INC.

**APDL** – (ANSYS Parametric Design Language) – Linha de comandos

**RAE** – Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios

**CAE** – Computer Aided Engineering

**CAD** – Computer Aided Design

**DEM** – Departamento de Engenharia Mecânica

**FEM** – Método de elementos finitos (Finite Element Method).

**FEA** – Análise de elementos finitos (Finite Element Analysis)

**C.S.** – Coeficiente de Segurança

**C.G.** – Centro de gravidade

**SI** – *Sistema Internacional de Unidades*

**ISO** – *International Organization for Standardization*

**SAE** – *Society of Automotive Engineers*

**ZTA** – Zona Termicamente Afetada

**Solidworks** – Código comercial de CAD 3D (Computer Aided Design Three-Dimensional) desenvolvido por SolidWorks Corporation.

**CECIMO** – (European Association of the Machine Tool Industries) – Associação Europeia de Máquinas-Ferramentas Industriais.





## **1. INTRODUÇÃO**



O fabrico de componentes a partir de chapa metálica tem uma importância muito significativa a nível industrial. Esta afirmação é justificada pela quantidade de produtos industriais e de consumo onde intervêm componentes fabricados a partir de chapa metálica, citando-se a título de exemplo, as carroçarias dos automóveis e dos camiões, as fuselagens dos aviões, os painéis das carruagens de caminho-de-ferro, os móveis de escritório, os computadores, os eletrodomésticos, entre outros. De um modo geral, todos estes produtos são obtidos combinando operações de corte com operações de deformação plástica (quinagem, calandragem, estampagem, perfilagem, etc.), onde a espessura da matéria-prima transformada pode variar entre as décimas e as dezenas de milímetro.

O corte por arrombamento é um dos processos tecnológicos mais usados para cortar chapa, embora também seja utilizado no corte de varão, de barra, de tubo ou perfis estruturais. Neste presente trabalho o corte por arrombamento não será abordado, mas apenas o paralelismo que tem com o corte por guilhotina, que é uma das variantes do corte por arrombamento.

O corte numa guilhotina é um processo de fabrico que caracteriza-se por ser realizado a frio. Por outro lado, no que se refere às peças produzidas, a resistência mecânica não sofre alteração relevante, a precisão dimensional na ordem IT11 ou IT12 e o acabamento Ra 1,6 a 3,2 são suficientes para a maior parte das aplicações e o seu custo relativamente baixo, visto que a operação se faz num relativo curto espaço de tempo.

Contudo, para que o processo de corte reproduza a qualidade esperada é necessário que a estrutura da máquina-ferramenta apresente alta rigidez estática à flexão e torção, características dinâmicas apropriadas (bom amortecimento), estabilidade dimensional aquando do seu fabrico e utilização, baixo coeficiente de dilatação térmica a baixo custo de aquisição e produção.

As primeiras máquinas-ferramentas até meados dos anos 70 do século XX, sempre evoluíram com base em soluções puramente mecânicas, tendo no máximo incorporados elementos eletrotécnicos e eletrônicos básicos. No entanto, nas últimas três décadas os avanços tecnológicos permitiram uma revolução na fase de desenvolvimento e projeto de novos produtos, como no das máquinas-ferramentas, através da necessidade de criação de ferramentas que

pudessem auxiliar as empresas a corrigir possíveis erros e a introduzir melhoramentos durante o seu desenvolvimento, permitindo assim reduzir o tempo e os custos no produto acabado.

No entanto, no mundo da engenharia para o desenvolvimento de qualquer produto é necessário dispor de tempo e valores até que esteja pronto para ser produzido e colocado no mercado ou utilizado para o objetivo com que foi produzido. Uma das fases do desenvolvimento do produto é aprovar a sua viabilidade, construindo-se modelos do produto, físicos (protótipos) e numéricos, com o objetivo de avaliar a capacidade do modelo, fazendo com que seja possível determinar as suas características, sejam elas positivas ou negativas, podendo assim obter-se uma conclusão prévia do produto antes da sua produção em massa, e corrigir possíveis erros ou introduzir melhoramentos durante o seu desenvolvimento, permitindo assim reduzir tempo e custos no melhoramento do produto acabado. [1]

É o caso da máquina em estudo neste trabalho que embora já existente como produto em comercialização, apresenta uma necessidade de revitalização em especial na redução do seu custo sem perder o bom nome que tem no mercado.

Atualmente, os modelos numéricos são bastante utilizados previamente em relação aos modelos físicos sendo necessário para a sua produção recorrer a equipamentos e programas, tais como CAE e CAD, que auxiliam no projeto, permitindo uma maior otimização quer de tempo, quer ao nível das propriedades e comportamento mecânico.

A engenharia dos dias de hoje não dispensa a produção de modelos numéricos, modelos estes que são utilizados para aplicação de métodos numéricos, de entre os quais o mais conhecido e utilizado na engenharia é o método de elementos finitos, FEM. Este tipo de método permite definir e analisar estruturas, das mais simples às mais complexas, tais como componentes de máquinas, máquinas-ferramentas, edifícios, pontes, automóveis, aviões, etc.

A utilização do método de elementos finitos demonstra as fragilidades, principalmente das estruturas mais complexas, diminuindo o tempo despendido para os estudos mas obriga ao recurso de equipamentos muito dispendiosos, utilizado para processar os cálculos. O método de elementos finitos permite realizar análises estáticas e/ou dinâmicas, bem como outras, de forma a caracterizar o modelo numérico em estudo. [1] As análises e simulações estáticas permitem determinar como a estrutura responde e se comporta às condições colocadas pelo carregamento

aplicado. Assim pode-se determinar quais os parâmetros estruturais que influenciam o comportamento mecânico da estrutura, permitindo a alteração e o melhoramento do modelo numérico.

O trabalho aqui descrito vai ter uma parte composta de Modelação Numérica com o intuito de otimizar a estrutura da máquina-ferramenta. Por esta razão torna-se necessário compreender e aprofundar os objetivos para que foi concebida, avaliar as soluções construtivas e proceder à sua otimização estrutural.

### **1.1. Motivação**

O forte crescimento do mercado das máquinas-ferramentas, a crescente competitividade entre os países mais avançados tecnologicamente, como a Alemanha e a China e ainda o agravamento da situação económica em Portugal, veio obrigar a produção nacional não só neste sector como em muitos outros, a repensar os seus produtos, melhorando-os tecnicamente mas principalmente criando forma de os tornar economicamente viáveis.

De modo a contornar esta situação é necessário auxiliar as empresas Portuguesas, incentivando a uma aproximação com entidades, tais como, Universidades, Centros de Investigação, etc., de modo a proporcionarem a troca de conhecimento e ajudar no progresso de novas soluções tecnológicas que permitam às empresas tornarem-se mais competitivas, de modo, a poderem afirmar-se positivamente nos mercados emergentes.

Com o presente trabalho pretende-se ainda integrar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica, na Universidade do Minho, com a realidade industrial dentro de uma empresa e aprofundar os conhecimentos em temáticas, tais como, mecânica dos materiais, método dos elementos finitos, análise numérica e no aperfeiçoamento de programas específicos de elementos finitos como o programa *ANSYS*.

### **1.2. Objetivo da Tese**

Com este trabalho pretende-se otimizar o comportamento mecânico de uma estrutura de uma máquina-ferramenta de corte de chapa, guilhotina, modelo *HGR-306*, pertencente à empresa Tomás Castro Silva, Lda, cujos produtos são normalmente comercializados sobre a designação comercial “RICO”. Para tal é necessário recorrer a programas de elementos finitos

como o *Solidworks* e *ANSYS*, de modo a desenvolver soluções mais eficientes que visem a avaliação das deformações provocadas na estrutura durante o corte de uma chapa, de forma a tornar a estrutura competitiva.

### **1.3. Estrutura da Tese**

O presente trabalho de dissertação é constituído por 8 capítulos, estruturados da seguinte forma:

O presente capítulo é composto por uma introdução ao tema, apresentando-se a motivação e os objetivos que se pretendem obter, finalizando com a apresentação do objeto de estudo, no caso a estrutura da máquina-ferramenta, guilhotina, e as suas respetivas características.

No capítulo 2 efetua-se um enquadramento, em primeiro lugar, à economia das máquinas-ferramentas, seguindo-se o estado de arte sobre a máquina-ferramenta, guilhotina, com o objetivo de se compreender o seu funcionamento e os principais aspetos que a caracterizam.

No capítulo 3 são apresentados os fundamentos teóricos que suportam o presente trabalho desenvolvido na dissertação.

No capítulo 4 é realizado o estudo e a determinação das forças estáticas envolvidas na estrutura da máquina-ferramenta, para posterior análise estática, no programa *ANSYS*, bem como, a sua análise dinâmica de modo a saber quais as frequências naturais da estrutura.

É também efetuada a verificação de aspetos relacionados à conceção da estrutura e de algumas componentes, como por exemplo, a espessura mínima possível a ser cortada com as características originais, a potência do motor, aspetos relacionados à soldadura, finalizando com a verificação da resistência ao corpo dos cilindros hidráulicos.

Neste capítulo ainda se foca na análise experimental com a apresentação dos respetivos valores obtidos, de modo a ser possível poder-se validar os cálculos realizados no programa *ANSYS*.

No capítulo 5, apresenta-se o caso de estudo, sendo exposto o desenvolvimento das soluções propostas, apresentando-se os valores obtidos para os vários Probes, de modo a poder-se comparar os ganhos percentuais obtidos, através do programa *ANSYS*, com a estrutura original, finalizando com a discussão para a escolha mais adequada a adotar pela empresa das soluções apresentadas, é indicada a melhor solução encontrada para a realização dos reforços a serem aplicados na estrutura.

Concluindo este capítulo, efetua-se, para o capítulo 6, a verificação da resistência aos cordões da soldadura nas zonas mais críticas da estrutura, por meio do Eurocódigo 3 e segundo C. Moura Branco, validando os cálculos realizados através de J.E. Shigley.

No capítulo 7 resumem-se as conclusões e apresentam-se algumas sugestões para trabalhos futuros a desenvolver, relacionados com o tema desta dissertação.

Conclui-se este trabalho, apresentando no Capítulo 8 as Referências Bibliográficas e os respetivos Anexos.

### **1.4. Apresentação da empresa Tomás Castro Silva, Lda, RICO**

Tomás Castro Silva, Lda., situada em Gondomar, concelho da Foz do Sousa, é uma empresa especializada e de referência no fabrico de máquinas ferramentas de corte e deformação de chapa. É reconhecida internacionalmente através da sua marca RICO.

Fundada em 1969, por Tomás Castro Silva, começou inicialmente por produzir calandras e engenhos de furar, mas rapidamente alargaram as suas competências para o fabrico de quinadoras e guilhotinas, em 1975, ganhando assim experiência e referências para exportar sustentadamente a partir dos anos 80, exportando atualmente cerca de 90% da sua produção para 23 mercados dos 5 continentes.

A empresa Tomás Castro Silva tem vindo a destacar-se nos mercados emergentes devido à sua grande aposta em domínios como investigação e desenvolvimento, bem como, na inovação e no design do produto.



## 1.5. Caso de Estudo

De modo a iniciar o presente trabalho de dissertação, é necessário conhecer-se a estrutura, que será alvo de estudo e as suas características.

### 1.5.1. Modelo

O modelo escolhido para ser alvo de estudo é a Guilhotina Hidráulica da linha HGR-306, ver figura 1.1. É uma guilhotina de corte vertical e ângulo de corte variável, que permite o corte de chapas até 3 metros de 6 mm de espessura máxima para aços macios e 4 mm de espessura para aço inox.

É um produto comercializado no mercado, mas precisa de ser reestruturado, devido à forte concorrência em que está envolvido, com o aparecimento do corte por laser por um lado na gama de produtos produzidos com maior valor acrescentado e por outro devido à concorrência proveniente do Oriente onde máquinas ditas equivalentes são apresentadas no mercado a preços muito inferiores.



Figura 1.1 - Representação da Guilhotina HGR-306.

O princípio de construção das guilhotinas RICO assenta no corte vertical permitindo variação de ângulo e numa estrutura robusta em que o porta-lâminas se desloca em rolamentos ajustáveis a todo o seu comprimento consoante a espessura da chapa a cortar, ver figuras 1.2 e 1.3. Esta situação não é possível em máquinas de corte oscilante, onde o ângulo é fixo.

Esta tecnologia, desenvolvida ao longo de décadas de experiência, permite ajustar o ângulo de corte mais adequado às características da chapa e efetuar um corte suave e equilibrado em todo o seu comprimento.

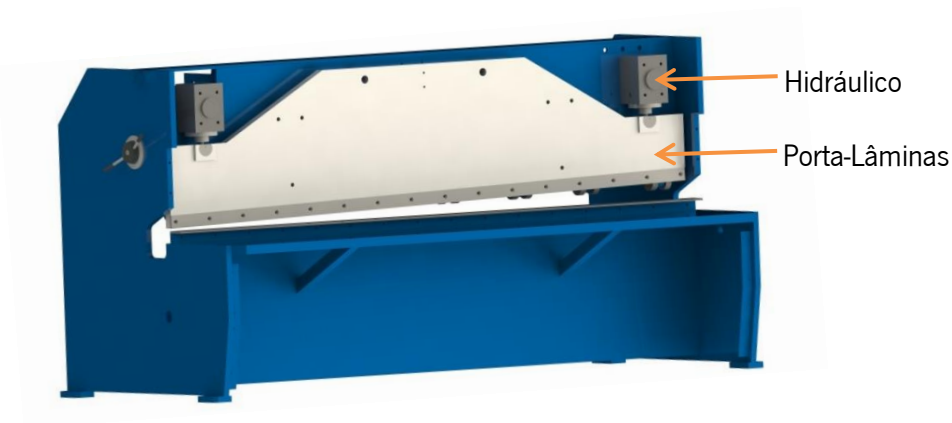


Figura 1.2 - Ilustração da constituição da parte interior frontal da Guilhotina.

Esta solução garante cortes dimensionalmente precisos, sem rebarba, sem o efeito “hélice da chapa” e sem torção, em qualquer espessura e em qualquer tipo de chapa. Este tipo de solução permite à máquina uma maior durabilidade com pouca manutenção, quer no deslizamento do porta-lâminas, quer no movimento do esbarro através de fusos de esferas temperados. O que lhe confere capacidade para uma excelente precisão posicional.

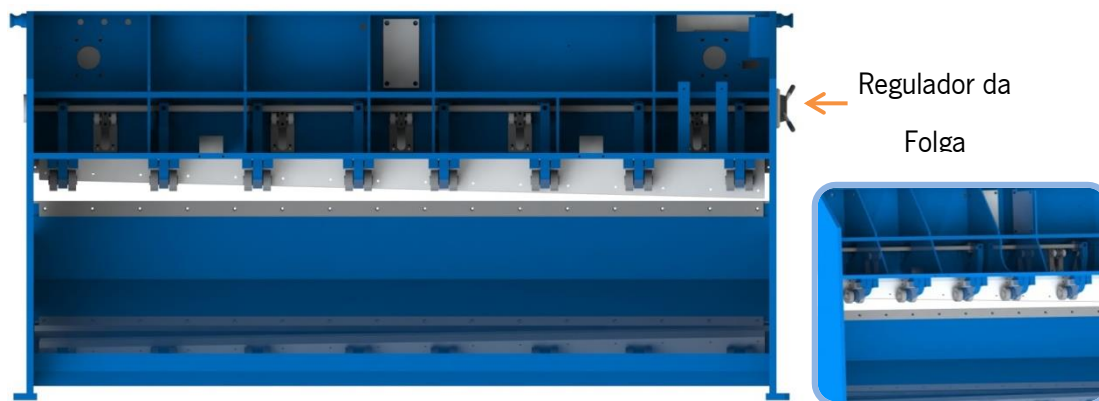


Figura 1.3 - Representação da parte traseira da estrutura, com o pormenor do sistema de regulação da folga.

### 1.5.2. Estrutura

A estrutura da guilhotina HGR está projetada de forma a garantir o melhor equilíbrio e distribuição de forças de forma a obter a menor deformação durante o corte. É uma construção

em monobloco soldado e reforçado, construída a partir de chapas de qualidade e certificadas, devidamente dimensionadas.

As figuras 1.4 e 1.5, mostram o esqueleto da estrutura e as respectivas designações de cada componente envolvida no presente trabalho, a qual será alvo de estudo e de otimização.

### ***I. Vista frontal***

A figura 1.4 representa a estrutura em perspectiva, contendo os Montantes, que asseguram o suporte dos restantes componentes estruturais, bem como, os componentes mecânicos de ajuste à folga necessária para o corte.

A Placa Frontal assegura a fixação dos apoios dos Hidráulicos e dos Rolamentos que permitem o deslizamento do porta-lâminas. Os Cubos de Apoio garantem a fixação dos Suportes dos Rolamentos.

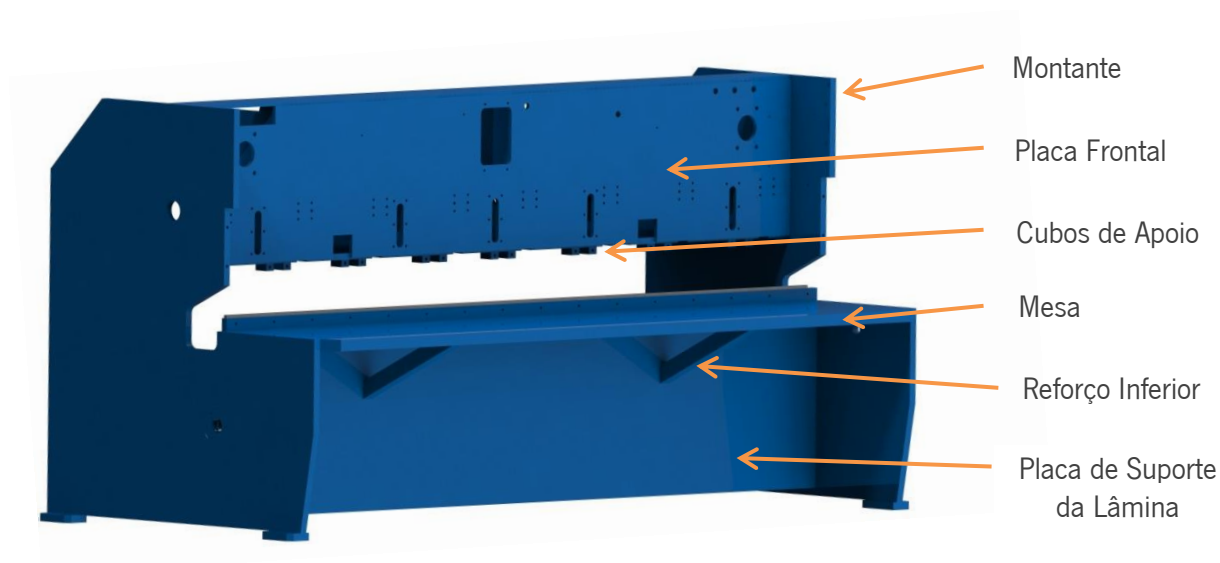


Figura 1.4 – Parte frontal da estrutura.

Na parte inferior da estrutura é apresentada a Mesa, que facilita o apoio às placas a serem cortadas, estando ligada por meio de soldadura à Placa de Suporte, que contém a Lâmina fixa inferior, bem como os Reforços Inferiores que fazem a ligação com a Mesa.

### ***II. Vista Traseira***

A parte traseira da estrutura pode ser vista na figura 1.5, contendo as Placas Estruturais da estrutura, designadas por Placa Superior 1, 2 e 3, bem como os Cutelos que asseguram a rigidez estrutural da máquina-ferramenta. A Blindagem serve de apoio e suporte à remoção das placas ou tiras cortadas.

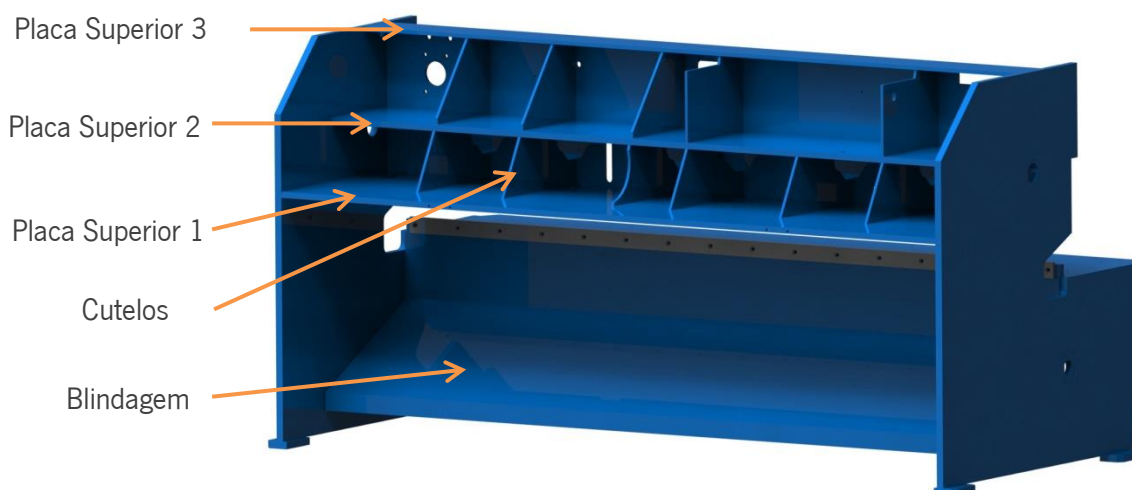


Figura 1.5 - Parte traseira da estrutura.

A seguir são apresentadas partes da máquina e pormenores da estrutura para uma melhor interpretação e compreensão do seu funcionamento.

### 1.5.3. Funcionamento Geral do Equipamento

O porta-lâminas é apoiado em rolamentos a todo o comprimento, como pode ser visto na figura 1.6. Estes são ajustáveis em cada ponto, permitindo garantir uma afinação “perfeita”.

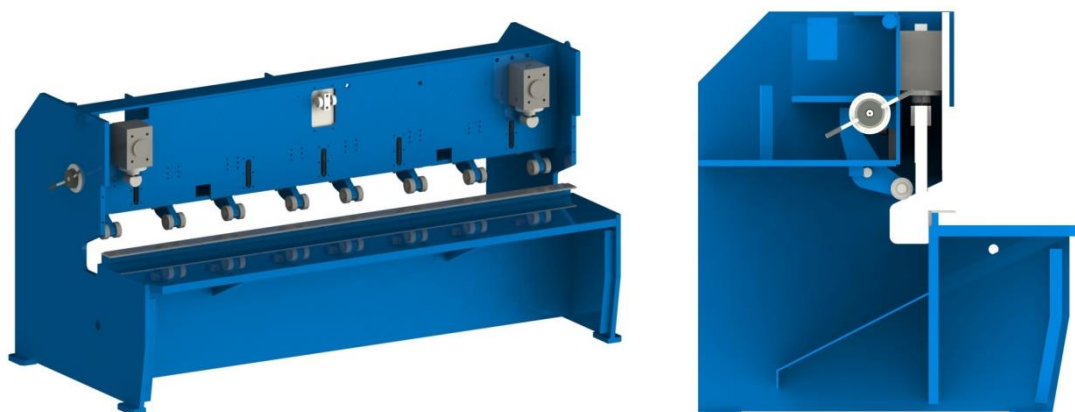


Figura 1.6 - Representação dos pormenores da estrutura.

Os cilindros hidráulicos são instalados na estrutura monobloco e atuam na vertical. Dado que o porta-lâminas está apoiado em rolamentos a todo o comprimento, o atrito é desprezável e a deformação da máquina é controlada.

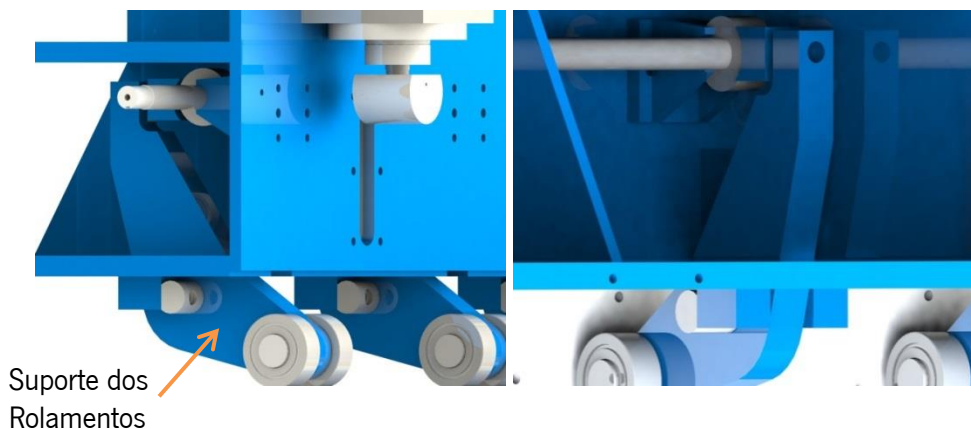


Figura 1.7 - Pormenor do sistema de regulação do Porta-lâminas.

#### 1.5.4. Esbarro

O esbarro está equipado com fusos de esferas temperados, incorporado com um sistema eletromecânico que permite retrain automaticamente durante o corte.



Figura 1.8 - Representação do Esbarro adotada em alguns modelos, pela empresa RICO.

No corte por guilhotina, durante o movimento de corte, a chapa é normalmente pressionada contra o esbarro. Esse esforço pode originar deformações quer na chapa, quer no esbarro no caso de grandes esforços. Com o sistema eletromecânico, o esbarro afasta-se automaticamente durante o corte não estando sujeito à carga da chapa.

#### 1.5.5. Mesa

O manuseamento da chapa a cortar é um fator muito importante numa guilhotina, daí a construção da mesa ser ampla, equipada com esferas para facilitar o transporte a todo o comprimento da máquina. Para além disso, vem equipada com um suporte de esquadria com escala milimétrica e um suporte da chapa adaptável em vários pontos da mesa. A mesa conta

com um sistema de proteção às lâminas garantindo um trabalho com maior segurança e, de forma a manter uma boa visibilidade, a proteção está equipada com janelas em policarbonato e a linha de corte devidamente iluminada.

### 1.5.6. Características técnicas da máquina ferramenta

As características técnicas facultadas pela empresa e consultadas no catálogo do modelo HGR 306, podem ser vistas na tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Características técnicas do Modelo HGR-306. [37]

Modelo		HGR 306	Unidades
Comprimento		3050	mm
Aço Macio	Capacidade de corte	6	mm
Aço Inox		4	mm
Ângulo de corte		1,5/1	°
Ângulo >	N° Golpes por Min	17	qt
Ângulo <		21	qt
Número de Calcadores		17	qt
Curso Útil do Esbarro		1000	mm
Cole de Cisne		155	mm
Potência do Motor		15	Hp/Cv
Capacidade do Tanque		100	Lts
Compr. Total	Dimensões	3470	mm
Altura Total		1790	mm
Largura Total		2460	mm
Alt. Abaixo do Solo		0	mm
Peso Aproximado		6000	Kg



## **2. ESTADO DA ARTE**





## 2.1. A Importância das Máquinas-Ferramentas na Economia Mundial

A produção de máquinas-ferramentas assume um papel importante por se considerar um produto de alto valor acrescentado, devido ao facto de requerem um elevado conhecimento e desenvolvimento na sua produção. Para além disso, por serem a base de todo o sistema produtivo, tornam-se um excelente indicador de riqueza e tecnologia de um país ou região.

Através do gráfico da figura 2.1 pode-se observar o capital gerado pela produção e venda de máquinas-ferramentas produzidas na CECIMO (European Association of the Machine Tool Industries) [2], que representa mais de 1100 industriais europeus, ou seja 97% da produção de máquinas-ferramentas na Europa, num período compreendido entre 1995 e 2013.

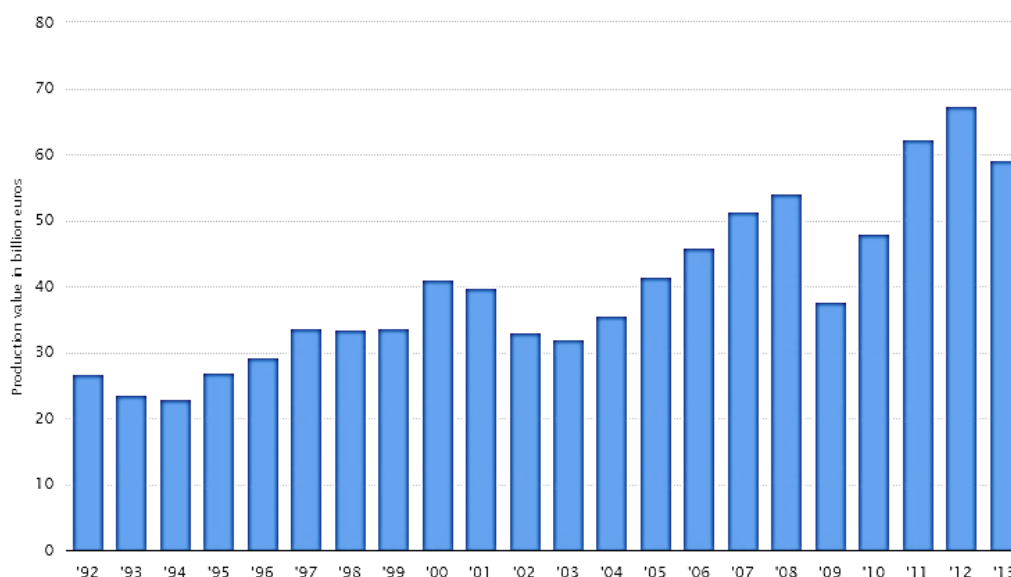


Figura 2.1 - Ilustração do capital gerado pela produção e venda de máquinas-ferramentas produzidas na CECIMO. [3]

Pode-se verificar a redução de venda de máquinas-ferramentas em 2009 e 2010, correspondendo aos anos de maior recessão económica na Zona Euro.

A partir de 2011 observa-se o rápido crescimento das vendas, que segundo o organismo citado, é provocado pelo aumento da exportação, correspondendo a mais de 80% da produção total. Embora em 2013 a produção tenha sofrido uma recaída, os indicadores, segundo os relatórios da “The Statistics Portal”, apontam para um forte crescimento nos próximos anos devido ao desenvolvimento de novas tecnologias.

Na figura 2.2 observa-se o top 10 de países com maior produção de máquinas-ferramentas apurada no ano 2013, segundo os relatórios da “The Statistics Portal”.

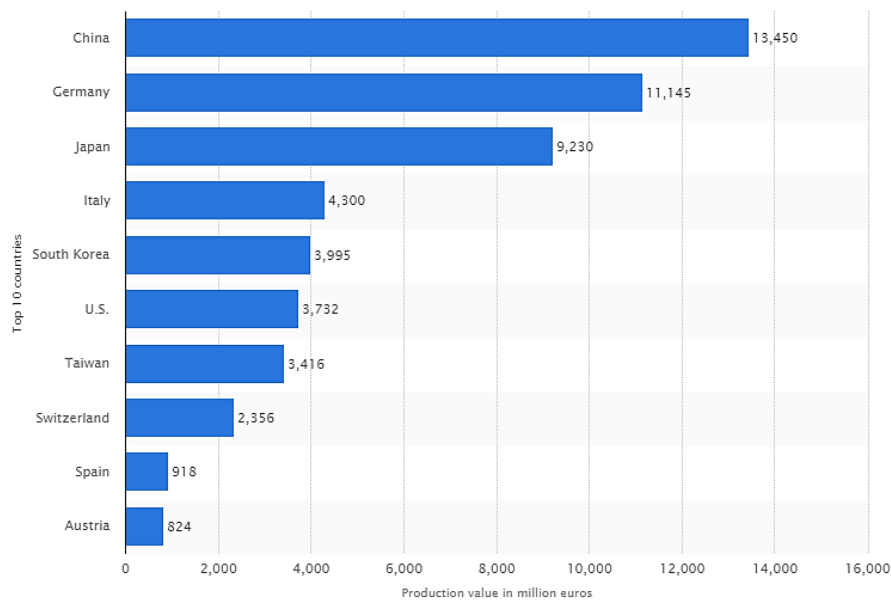


Figura 2.2 - Maiores produtores de máquinas-ferramentas. [3]

Pela análise do gráfico pode-se concluir que a grande maioria da produção de máquinas-ferramentas está sediada na Europa e na China, representando em conjunto 60% da produção mundial. Estes valores justificam-se por se tratar de países com enorme desenvolvimento tecnológico e um maior poder económico face a outros países. A produção de máquinas-ferramentas em Portugal, não consta no gráfico devido à pouca exportação, uma vez que existem poucas empresas em Portugal fabricantes de máquinas-ferramentas.

## 2.2. Máquina-Ferramenta Guilhotina

Este trabalho é relativo ao processo de corte produzido por uma máquina-ferramenta, guilhotina, que é classificado como um processo de estampagem ou corte por arrombamento, utilizado principalmente na fabricação de produtos a partir de chapas metálicas planas. Para facilitar o entendimento do trabalho, neste capítulo são apresentados conceitos básicos sobre as principais propriedades mecânicas dos aços laminados, o processo de corte e suas características.

### 2.2.1. Princípio de corte

O corte é um processo tecnológico que consiste na separação de um formato plano a partir de uma chapa ou banda.

O corte pode ser realizado por diferentes meios, como por exemplo, por prensa ou por punçoadora com ferramentas adequadas, através de lâminas circulares, por oxi-corte, por plasma ou por laser, por tesouras manuais, etc.

Mas o método mais corrente é o utilizado em guilhotinas, máquinas que dispõem de lâminas direitas para efetuarem cortes retos em chapas planas.

Os formatos são, normalmente, cortados em esquadria, retângulos ou quadrados, ou então em formas poligonais diversas, como por exemplo triângulos ou trapézios.

Numa guilhotina, a chapa a cortar é colocada entre duas lâminas retas, uma fixa e uma móvel, de tal forma que o ângulo ( $\alpha$ ), entre as lâminas se mantem constante ao longo de todo o curso, como representado na figura 2.3. Este ângulo é denominado por ângulo de corte.

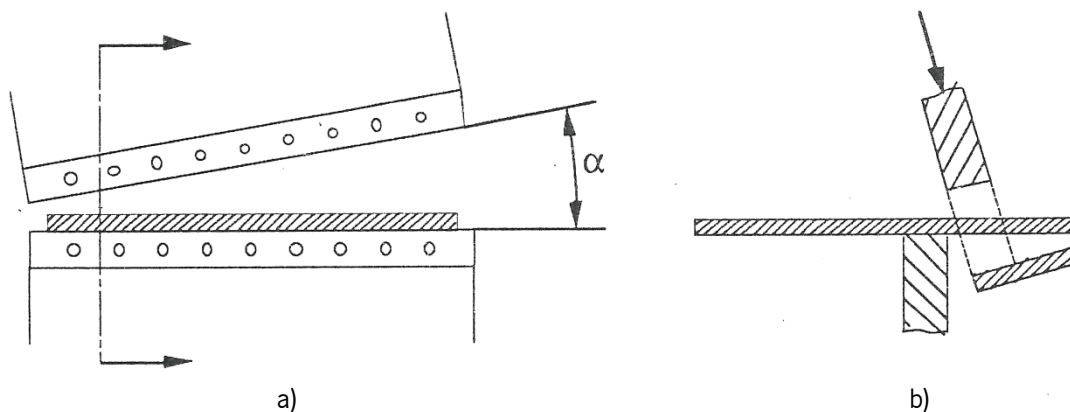


Figura 2.3 – a) Disposição das lâminas numa guilhotina. b) Detalhe das lâminas durante o corte da chapa. [4]

À medida que a lâmina móvel, normalmente a superior, é forçada na descida, a chapa é penetrada por ambas as lâminas até um ponto onde a tensão de rotura é ultrapassada, como ilustrado na figura 2.4. A partir desse ponto o material rompe por fratura e a chapa separa-se, ou seja, no momento que a tensão de rotura é ultrapassada, inicia-se a fratura por meio de duas fissuras, provenientes da lâmina superior (móvel) e inferior (fixa), devendo coincidir uma com a outra, até separarem-se.

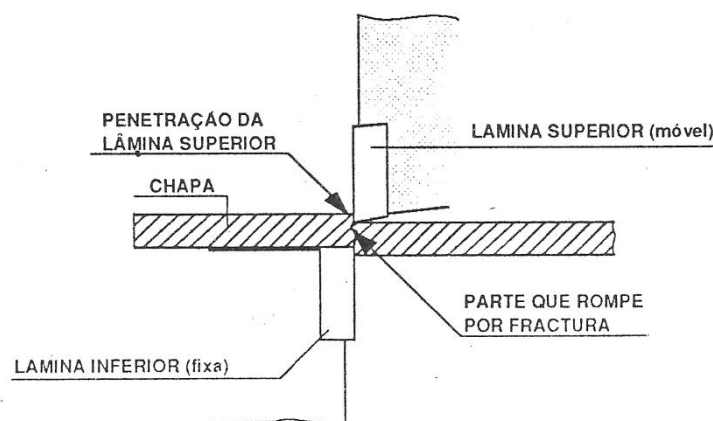


Figura 2.4 – Mecânica do corte numa guilhotina. [4]

Ao examinar-se a superfície de corte no material cortado, figura 2.5, que fica na mesa, é possível distinguir a zona de penetração das lâminas, que é brilhante, suave e bem definida da zona de fratura, que se apresenta grosseira, rugosa e cheia de grânulos. A zona do corte que é penetrada aparece, mais distintamente, na parte superior da superfície de corte do material deixado na mesa e na parte inferior da superfície de corte da tira caída.

A fração da espessura penetrada pela lâmina depende, sobretudo, da ductilidade do material e da sua própria espessura. Em chapas de aço macio, a penetração varia de 30% a 60% da espessura - sendo um fator importante a saber para a determinação da força de corte lateral - dependendo sobretudo do valor da espessura e da largura da tira cortada. Para materiais mais macios, tais como, alumínio, cobre e aço inoxidável, a penetração será muito maior. Em aços ligados de alta resistência, mais duros, a penetração será ainda menor que os 30% da espessura.

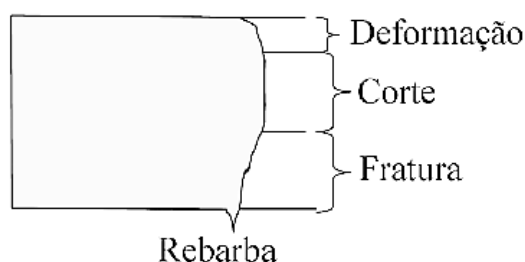


Figura 2.5 – Aspeto de uma aresta guilhotinada. [4]

Na prática, a superfície cortada aparece inclinada relativamente à superfície com um ângulo que chega a ser da ordem de  $85^\circ$ , ver figura 2.6, mesmo na última parte da tira cortada (50 a 100mm), quando o material sem qualquer suporte, rasga pelo peso próprio da tira.

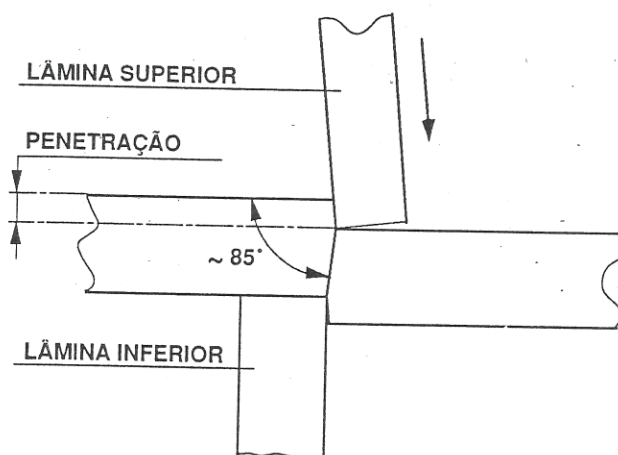


Figura 2.6 – Inclinação da aresta cortada. [4]

Ainda que os bordos cortados na guilhotina não possam competir com os maquinados por arranque da apara, é possível obter, com lâminas bem afinadas e colocadas com a folga adequada, bordos cortados aceitáveis para uma imensidade de aplicações.

Em regra, a qualidade do corte melhora com espessuras mais finas. O corte em guilhotina é o mais económico entre os métodos de corte para a obtenção de formatos retos. É muito utilizado não só para a produção de formatos, posteriormente trabalhados em prensas, como também para a operação de retalhar chapas punçoadas, com perfurações variadas, em punçadoras CNC. [4]

### 2.2.2. Guilhotinas

A figura 2.7, ilustra os principais componentes de uma guilhotina, pelo que é uma máquina que obedece a um conceito muito simples.

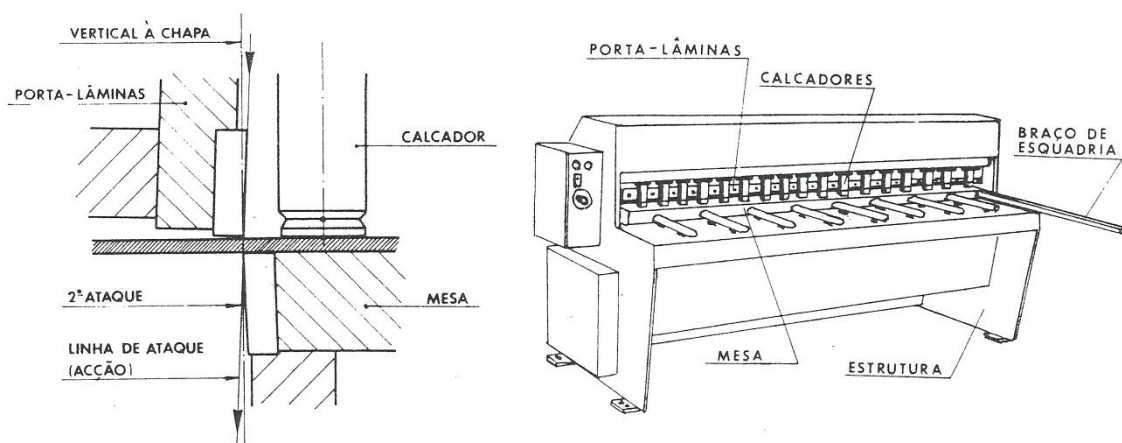


Figura 2.7 – Principais componentes de uma guilhotina. [4]

Consiste, basicamente, numa estrutura, limitada nos seus extremos por 2 montantes, onde se apoia uma mesa que suporta a lâmina fixa, um porta-lâminas, com movimento, que suporta a lâmina móvel, uma unidade de acionamento do porta-lâminas e um sistema de calcamento para manter firme o material durante a operação de corte. A guilhotina, ver figura 2.7, é completada por um sistema de esbarros, contra os quais se posiciona o material ao ser cortado. [4]

O tipo de acionamento utilizado no porta-lâminas classifica, normalmente, as guilhotinas. As mais vulgarizadas são as mecânicas e as hidráulicas.

#### **2.2.2.1. Guilhotinas Mecânicas**

Este tipo de guilhotinas, ver figura 2.8, são constituídas por um sistema de acionamento do porta-lâminas formado por um motor de acionamento que é ligado a uma transmissão que, por sua vez, aciona um volante de inércia. Consta ainda de uma embraiagem que engata o movimento do volante a um redutor que, por sua vez, aciona um sistema de biela-manivela, que faz acionar o porta-lâminas em movimentos alternados.

A estrutura deste tipo de guilhotinas era inicialmente em construção fundida, passando posteriormente a ser fabricada em construção soldada, devido ao facto de ser mais fácil e prática de produzir-se e sobretudo por ser menos frágil.

Este tipo de guilhotina apresenta, as seguintes vantagens:

- *Rapidez* - o número de ciclos por minuto pode ser muito elevado desde de 40 a 100 ciclos/minuto;
- *Exigência de menor potência no motor principal* - como a máquina dispõe de um volante de inércia, este pode fornecer rapidamente uma grande quantidade de energia acumulada. O motor voltará a embalar o volante, à sua velocidade de regime, durante os tempos mortos entre ciclos.
- *Maior velocidade de corte* - que minimiza a torção, a flecha (vertical) e o arco (também denominado por camber) e melhora a qualidade da superfície de corte.

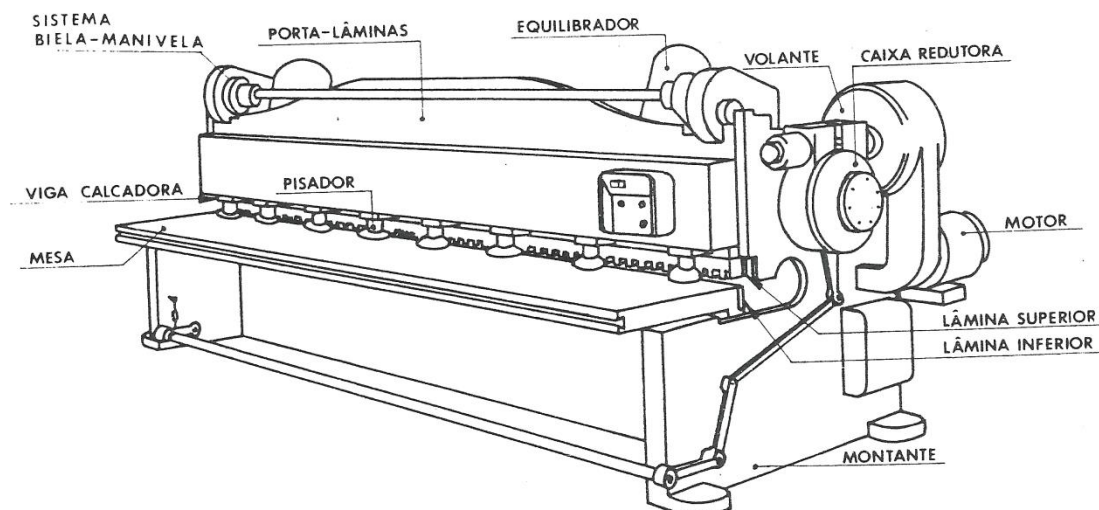


Figura 2.8 – Principais componentes de uma guilhotina mecânica. [4]

Contudo as guilhotinas mecânicas cederam o seu lugar às guilhotinas hidráulicas pelos seguintes inconvenientes:

- *Dificuldade de serem protegidas contra sobrecargas por erros de operação* – é comum haver acidentes em que as peças mais variadas da cadeia cinemática de acionamento rompem por excesso de carga;
- *Elevado custo* – as transmissões mecânicas requerem muito mais mão-de-obra e os sistemas de engrenagens, incluídos no redutor de acionamento, têm custos muito significativos;
- *Não admitem cursos longos* – as grandes excentricidades, ou grandes braços de manivela, conduzem a enormes variações de binário com o ângulo de rotação. Não se adaptam bem para espessuras ou para comprimentos de corte muito elevados;
- Dificuldade em se adaptarem às exigências das normas de segurança.

Atualmente, a utilização deste tipo de guilhotinas mecânicas tem-se limitado às baixas espessuras, no máximo de 6 mm em aço macio, desde que o comprimento de corte não ultrapasse os 2,5 m a 3 m.

#### **2.2.2.2. Guilhotinas Hidráulicas**

As guilhotinas hidráulicas são, atualmente, as mais divulgadas e comercializadas. O seu sistema de acionamento é muito simples, consistindo por um grupo hidráulico de potência, um conjunto de válvulas hidráulicas de comando e um ou dois cilindros de acionamento.



Este tipo de guilhotinas é fabricado em construção soldada, apresentando como vantagens:

- *Facilidade em adotar cursos longos* – importante no corte de chapas espessas ou muito compridas
- *Proteção absoluta contra sobrecargas* – evitando-se a rotura das lâminas ou de outros componentes da máquina
- Possibilidade de utilizar, com facilidade, um calcamento mais eficaz através de calcadores hidráulicos

Os inconvenientes neste tipo de guilhotinas são:

- *Menor rapidez de corte para o comprimento nominal* – este inconveniente é facilmente ultrapassado, para cortes curtos, por regulação do comprimento de corte. O curso do porta-lâminas é, então, reduzido e a cadência das guilhotinas hidráulicas pode igualar ou até ultrapassar a das guilhotinas mecânicas.
- *Requer folgas entre lâminas mais elevadas* – sobretudo no corte de chapas de espessura próxima da tolerância nominal e com dimensões apreciáveis, por exemplo, cortar pelo meio uma chapa de 3 metros

Devido ao facto dos inconvenientes, mencionado anteriormente, torna-se necessária uma maior força de calcamento, para manter a chapa em posição e reduzir a tendência à flexão da mesma durante a operação de corte.

As guilhotinas hidráulicas são construídas para o corte de chapas de aço macio até 40 mm de espessura e de comprimento, até 6 ou 8 metros. [4]

### **2.2.3. Parâmetros de Corte**

#### **2.2.3.1. Ângulo de corte**

O ângulo de corte, ver figura 2.9, é o ângulo que mede a inclinação da aresta de corte da lâmina móvel (normalmente a superior) relativamente à lâmina fixa (normalmente a inferior) no sentido do comprimento.

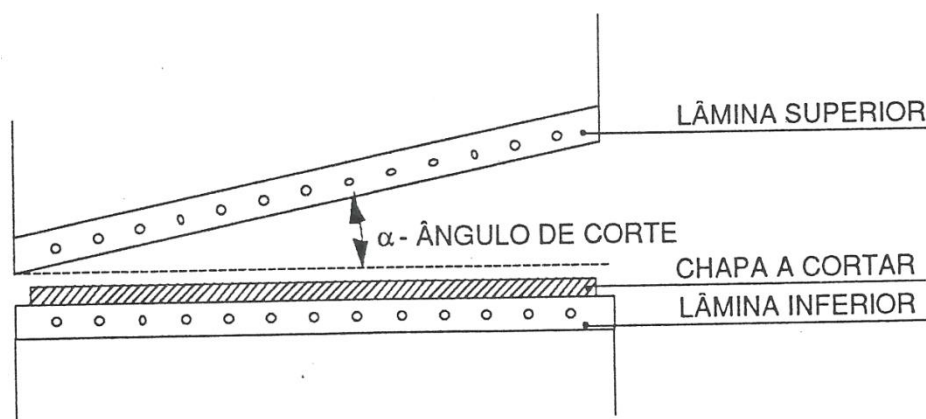


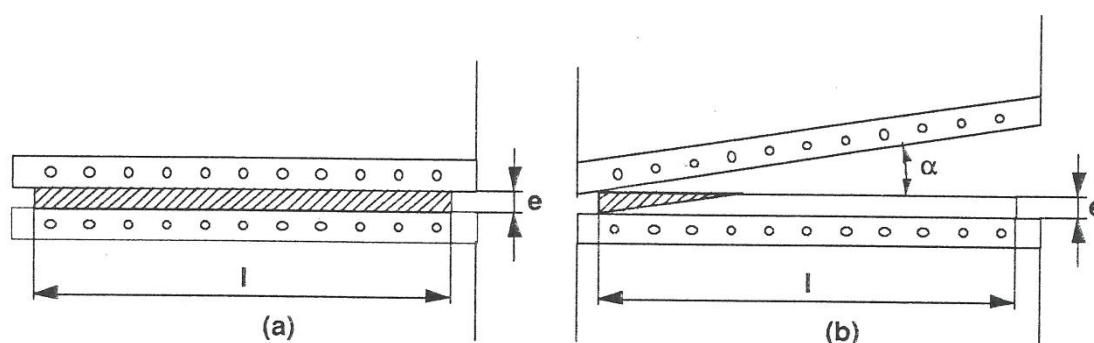
Figura 2.9 – Ângulo de corte. [5]

O ângulo de corte é expresso, normalmente, em graus e as suas frações (exemplo  $1^\circ 1/3$  ou  $1^\circ 20'$ ). Contudo, nos Estados Unidos vulgarizou-se a medida do ângulo de corte em desvio vertical (exemplo, mm ou polegadas) por unidades de comprimento (exemplo, m ou pés).

O ângulo de corte é necessário para permitir um corte progressivo da chapa ao longo do seu comprimento e assim, reduzir a força exigida para o corte. Requerem-se, assim, guilhotinas mais ligeiras do que as que seriam necessárias para o corte sem qualquer ângulo. [4]

O corte sem ângulo requer que a lâmina móvel penetre num retângulo até cortar a chapa, como ilustrado na figura 2.10 caso (a).

No corte com ângulo, figura 2.10, caso (b), a lâmina avança progressivamente na chapa e só requer a sua penetração no triângulo a tracejado, pelo que a força exigida será muito menor. Mais à frente, neste capítulo, será mostrada a dedução da força de corte para este caso.

Figura 2.10 – Área que influencia a força de corte. a)  $\alpha = 0$ . b)  $\alpha \geq 0$ . [5]

O ângulo de corte apresenta, contudo, grandes inconvenientes, tais como:

- Quanto maior for o ângulo de corte, maiores serão os efeitos de torção, da flecha e do arco na tira cortada;
- Quanto maior for o ângulo de corte, maior é a força de calcamento necessária para evitar a deslocação da chapa durante o corte. Este inconveniente é ultrapassado, em soluções especiais para comprimentos curtos, com a adaptação de lâminas em cauda de andorinha. Aqui a força exigida será dupla por haver 2 cortes simultâneos.

### 2.2.3.2. Força Principal de Corte e de Trabalho

De modo a compreender a forma de determinação da força e de trabalho de corte numa guilhotina, é abordado inicialmente o estudo do mecanismo de corte por arrombamento como paralelismo com o mecanismo de corte de uma guilhotina, sendo que corresponde ao mesmo princípio.

Durante a formação do repuxamento e ao longo da fase de penetração, verificam-se simultaneamente dois fenómenos que determinam a evolução da força de corte, ver figura 2.11. Com a penetração do punção, a secção resistente vai diminuindo e por outro lado, o material vai encruando devido à deformação plástica crescente. Contudo, o efeito do encruamento prepondera sobre o da diminuição da secção resistente, razão pela qual a força de corte vai aumentando gradualmente até que seja alcançado um valor máximo. A partir deste instante inicia-se a fissuração e naturalmente, o peso relativo entre os dois efeitos inverte-se.

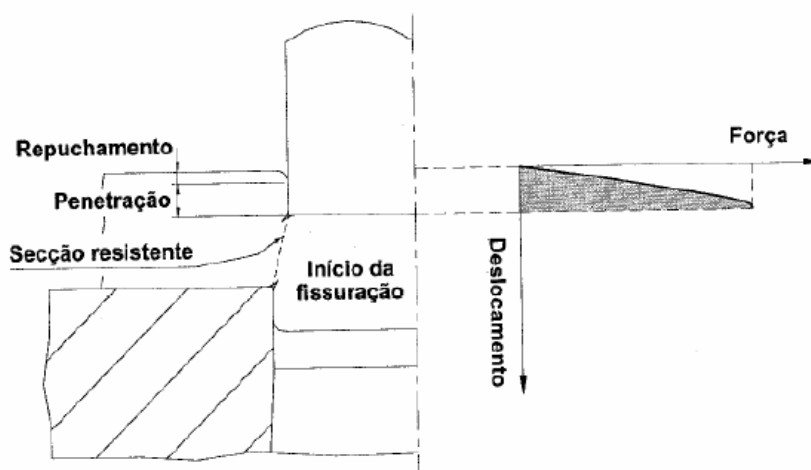


Figura 2.11 – Evolução da força de corte com o deslocamento do punção, durante as fases de repuxamento e penetração. [5]

Após o surgimento das fissuras junto das arestas do punção e da matriz, a força de corte decresce bruscamente em virtude da rápida diminuição da secção de corte, devido à alta velocidade de propagação das fissuras. A estabilização que existe na última parte do gráfico de evolução da força de corte com o deslocamento, ver fig. 2.12, deve-se à força que é necessária para vencer o atrito entre a peça e as paredes da matriz, e também entre o punção e a superfície do furo da banda, durante a fase de extração da peça pela matriz. [5]

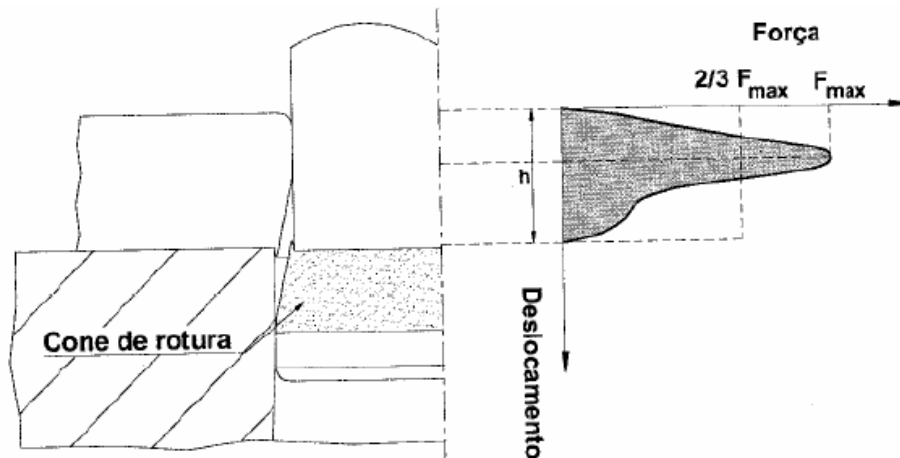


Figura 2.12 – Evolução da força de corte com o deslocamento do punção no corte por arrombamento. [5]

A determinação do valor máximo da força de corte (também designada de força principal de corte), assim como o conhecimento da sua evolução com o curso do punção, são parâmetros importantes tanto para a escolha adequada das máquinas ferramentas, como para o projeto das ferramentas e em particular para o estudo do posicionamento dos punções e das matrizes.

Tendo presente que o corte se processa pela ação das tensões de corte na zona de folga, a força máxima de corte será proporcional à tensão de rotura ao corte (para que o encruamento seja considerado),  $\tau_{max} = \tau_r$ , ao perímetro de corte,  $p$ , ao longo do qual se encontram aplicadas as forças de corte e à espessura da chapa,  $h$ , sendo dada pela seguinte expressão, [5]

$$F_{max} = \tau_r p h \quad (1)$$

De um modo geral não se encontra tabelado o valor da tensão de rotura ao corte,  $\tau_r$ , mas sim a tensão de rotura do ensaio de tração uniaxial,  $\sigma_r$ . Para relacionar os dois valores sabe-se que o encruamento que o material sofre antes da rotura é maior para estados de tensão de corte puro, do que para tração uniaxial, uma vez que neste ensaio a tensão de corte máxima,

$\tau_{max}$ , surge numa secção com tensões normais de tração iguais a  $\sigma_n = \sigma_r/2$ , enquanto que para condições de corte puro se verifica em secções com  $\sigma_n = 0$ .

Nestas condições, é necessário corrigir o valor da tensão de rotura ao corte, sempre que a mesma for determinada a partir da tensão de rotura do ensaio de tração uniaxial, obtendo-se a equação 2,

$$F_{max} = C \sigma_r p h \quad (2)$$

O valor da constante de correção,  $C$ , que não é mais do que o quociente entre as tensões de rotura,  $C = \tau_r/\sigma_r$ , depende fundamentalmente do tipo de material e das respetivas características mecânicas, não havendo um valor constante. A sua variação é da seguinte ordem de grandeza como mostrada na tabela 2.1;

Tabela 2.1 - Propriedades Mecânicas.

<b>Material</b>	<b>C</b>
Alumínio	0,6 – 0,75
Latão	0,65 – 0,7
Cobre	0,65 – 0,7
Aço	0,7 – 0,8
Aço inoxidável	0,75 – 0,8

Em face destes valores e para efeitos de projeto, é habitual adotar-se  $C = 0,8$ . Outro dos parâmetros fundamentais para a escolha da prensa é o trabalho de corte que, num gráfico “força de corte versus deslocamento do punção”, corresponde à área abaixo da curva. O seu valor não pode ser calculado pelo produto da força máxima de corte pela espessura do material a cortar, uma vez que a força de corte não é constante ao longo do curso. Nestas condições, é habitual calcular-se o trabalho de corte através da seguinte expressão.

$$W = Q_{max} F_{max} h = \frac{2}{3} 0,8 \sigma_r p h^2 \quad (3)$$

Em que  $Q_{max} = 2/3$  é um coeficiente de correção aplicado à força máxima de corte para determinação do trabalho de corte (fig. 2.12). Deve-se referir que quando as arestas de corte perdem o afiamento, o valor do trabalho de corte aumenta significativamente, podendo em alguns casos, crescer cerca de 20% em relação ao valor da referência.

Para compreender o modo como se processa o corte através de ferramentas inclinadas, e simultaneamente deduzir uma expressão para a força de corte, considera-se a figura 2.13, na qual se representa o corte de uma chapa de espessura,  $h$ , e largura,  $p$ , numa guilhotina em que a aresta de corte da lâmina superior tem um ângulo de inclinação,  $\alpha$ .

Da análise da figura 2.13, verifica-se que para reduzir a força de corte é fundamental escolher um ângulo de inclinação adequado, pois somente nessas condições se deixa de cortar simultaneamente todo o perímetro e se passa a ter um perímetro ativo,  $p_{act}$ , de menor dimensão. As secções AA, BB, e CC mostram que na zona do perímetro ativo a chapa se encontra em fases de corte diferentes, em dependência direta com as diferentes posições da lâmina. Enquanto, que na secção AA a chapa já se encontra separada, na secção BB está no final da zona de penetração, com a iminência de saltarem as fissuras e na secção CC apenas, neste instante, a lâmina começou a atuar a chapa. Na verdade esta descrição evidencia que o corte é progressivo e que por isso, os estados de deformação a que a chapa está sujeita são diferentes ao longo do perímetro ativo.

Então, para determinar-se a força de corte deve-se considerar que no perímetro ativo atua uma tensão de corte média, ou seja,  $\tau_{med} = 2/3 \tau_r$ . O factor de ponderação usado é igual ao que foi usado para ponderar a força de corte quando se calculou o trabalho de corte, na equação 3. [5]

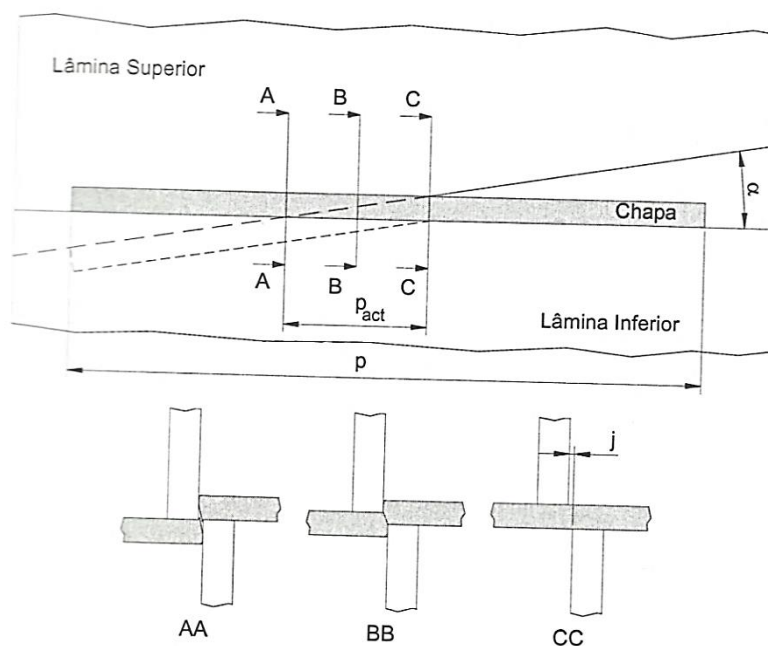


Figura 2.13 - Corte de uma chapa numa guilhotina. Três secções na zona do perímetro ativo, mostra os diferentes estados do corte. [5]

A partir da figura 2.14, é possível ilustrar a evolução da força de corte, que se encontra representada na figura 2.15, onde considera-se o modo como varia o perímetro de corte durante o curso da lâmina superior. Assim, considere-se as várias posições da lâmina superior representadas na fig. 2.14, entre as posições 1 e 2, onde a lâmina avança através da espessura da chapa e o perímetro de corte varia desde zero até ao valor máximo de  $p_{act}$ , tendo como consequência o aumento da força de corte (de notar que o ligeiro acréscimo que se verifica no final da curva se deve à flexão que a chapa sofre devido a encostar-se à lâmina superior).

Depois de alcançada a posição 2 e até chegar à posição 4, o que corresponde a um avanço da lâmina de  $(p \tan \alpha - h)$ , o perímetro de corte mantém-se constante e igual ao perímetro ativo,  $p_{act}$ , facto que se traduz no valor sensivelmente constante que a força de corte assume durante esta fase de corte. Uma vez alcançada a posição 4, a lâmina de corte avançará a espessura da chapa até à completa separação, levando a que força de corte decresça até zero, em virtude do perímetro de corte ir reduzindo desde o valor máximo até zero. [5]

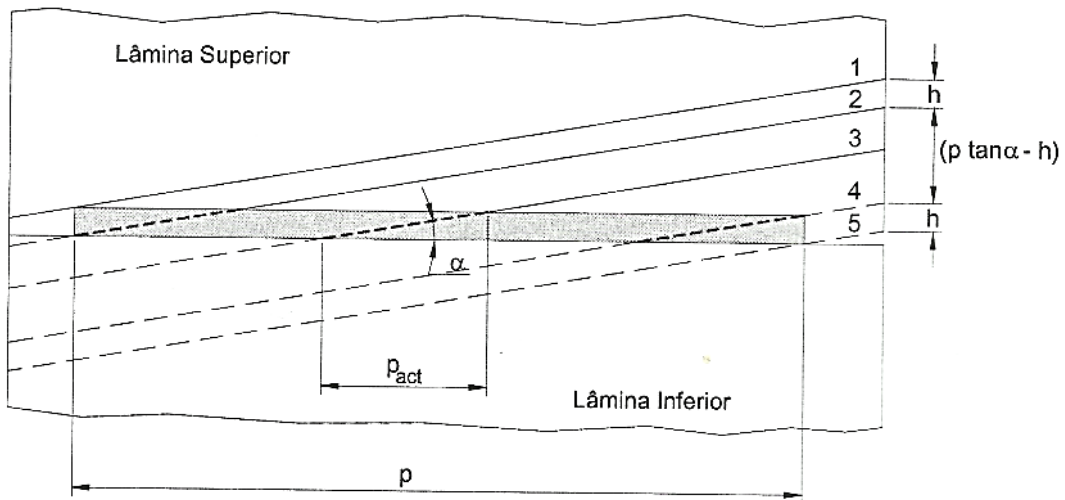


Figura 2.14 – Evolução do perímetro ativo durante o corte numa guilhotina.

Nestas condições, a força de corte para o caso de se inclinarem as arestas do punção ou da matriz pode ser calculada através da seguinte equação,

$$F_{max} = \frac{2}{3} 0,8 \sigma_r p h \quad (4)$$

Para o corte reto, a força de corte é dada por,

$$F_{max} = \text{área rectângulo} \times \text{resistência ao corte do material} = p h \tau_r \quad (5)$$

De um modo simples pode provar-se que o trabalho de corte é igual para o corte direito e inclinado, desde que se despreze o trabalho associado à deformação que a chapa sofre em consequência da inclinação das lâminas. [5] Assim, o trabalho para o corte inclinado será dado pela área da curva da força de corte com o deslocamento, ou seja,

$$\begin{aligned}
 W &= F_{max}(h + p \tan \alpha - h) = \\
 &= \frac{2}{3} 0,8 \sigma_r p_{act} h p \tan \alpha \\
 &= \frac{2}{3} 0,8 \sigma_r p_{act} h^2
 \end{aligned} \tag{6}$$

uma vez que  $h = p \tan \alpha$ , conforme se pode verificar na figura 2.14. Comparando as equações 3 e 6 fica então demonstrada a igualdade entre os trabalhos de corte direito ( $\alpha = 0$ ) e inclinado ( $\alpha \geq 0$ ).

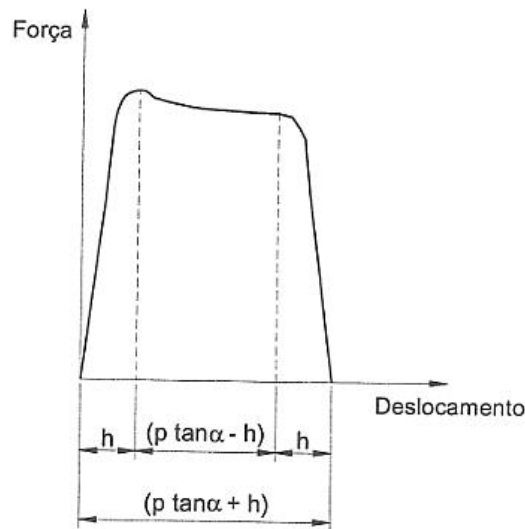


Figura 2.15 – Evolução da força de corte para o corte de uma chapa numa guilhotina. [5]

#### 2.2.3.3. Força Lateral

Para proceder-se à dedução da força de corte lateral é necessário conhecer a evolução da força de corte durante o deslocamento do punção, já ilustrado na figura 2.11, bem como as características necessárias para se efetuar um corte correto.

Para se conseguir um corte “perfeito”, é necessário obter a folga ótima entre lâminas ou entre o punção e a matriz – no subcapítulo seguinte é descrita a folga entre lâminas (2.2.3.4.). Vários estudos experimentais mostraram que o aspeto mecânico e geométrico da face cortada,



durante a operação de estampagem para um dado material é afetado por alguns parâmetros como, o estado de desgaste da ferramenta e da espessura da chapa. A folga é expressa em percentagem segundo a espessura da chapa e é definida por:

$$c = 100 \frac{D_m - D_p}{2t} (\%) \quad (7)$$

onde  $D_m$ ,  $D_p$  e  $t$  são, respetivamente, o diâmetro da matriz, o diâmetro do punção e a espessura da chapa.

Outro aspeto importante, para se obter um corte perfeito, é a fissura criada quando atingida a força máxima de corte, ver figura 2.11. Assume-se que a folga é perfeita quando a direção de propagação das fissuras criadas, pelo punção e pela matriz, coincidirem com as linhas de junção dos pontos de iniciação da fissura A e B ilustrados na figura 2.16. Neste caso, a separação total da chapa é obtida para um valor de força menor de penetração, o que conduz à longevidade das ferramentas de corte (lâminas ou punção).

Em ordem a obter um valor ótimo de folga, o ângulo criado pela linha de iniciação da fissura do punção e da matriz  $\theta_d$  (ângulo diagonal) e a direção do ângulo de propagação da fissura  $\beta$  devem coincidir, figura 2.16. [6]

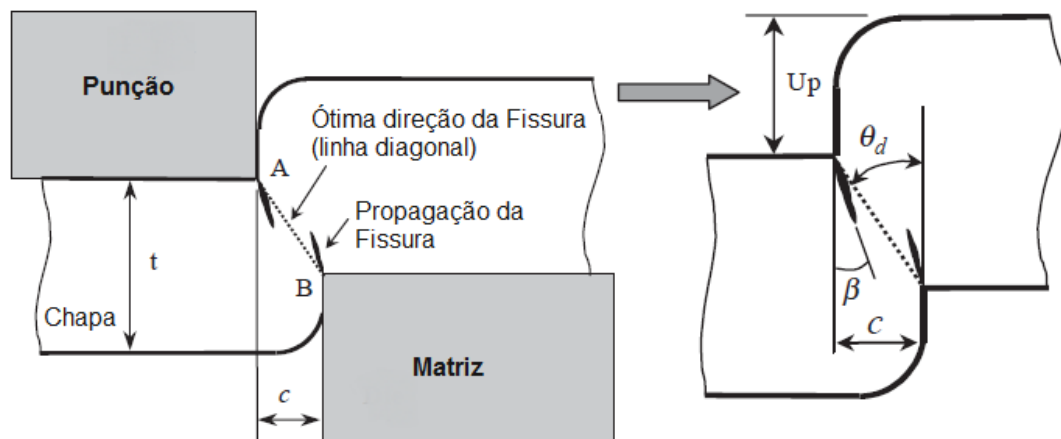


Figura 2.16 - Ilustração do ângulo de propagação da fissura e do ângulo da direção diagonal entre o punção e a matriz. [4]

O ângulo da linha diagonal entre o punção e a matriz pode ser expresso por:

$$\theta_d = \text{Arc tang} \left( \frac{c}{t - U_p} \right) \quad (8)$$

Onde:

- $c$  – Folga ideal
- $t$  – Espessura
- $U_p$  – Penetração correspondente à altura até à primeira iniciação da fissura com a chapa. (Obs. Deformação + Corte = 30% a 60% da espessura)

#### 2.2.3.3.1. Decomposição do ângulo da Força de Corte Lateral

A relação do ângulo,  $\phi_d$ , com a força de corte lateral, vem da existência de concentração de tensões máximas na fissura e ao crescimento ou propagação em planos, sujeitos a elevados valores de tensão de corte. Esta linha de propagação de tensões de corte torna possível descobrir a força de corte lateral pela decomposição das forças para o ângulo  $\phi_d$ , por meio da força de corte vertical já deduzida.

Observando a figura 2.17, sabe-se que da trigonometria:

$$F_c = F \cos \theta \quad (9)$$

$$F_T = F \sin \theta \quad (10)$$

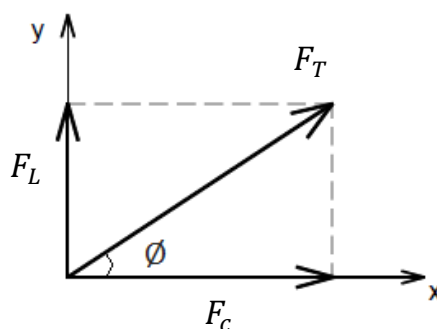


Figura 2.17 - Relação entre Forças de Corte.

#### 2.2.3.4. Folga entre Lâminas

A folga entre lâminas é a distância entre as suas arestas de corte no momento do cruzamento da lâmina móvel com a lâmina fixa, ver fig. 2.18.

A folga entre lâminas deve ser ajustada em função da espessura e das características do material a cortar, para se obter no final uma boa qualidade da aresta cortada. Em geral, a folga entre lâminas deve ser aumentada com a espessura e com o tipo de dureza do material. Uma

regra, usada pelos fabricantes, para o corte de aços macios é a de adotar uma folga de 10% do valor da espessura. [4]

A folga entre lâminas não pode ser muito reduzida, ou seja, menor que o valor anunciado pelo fabricante, pois provocará o fenômeno de duplo corte, o que leva por consequente ao aumento da força necessária à operação. O fenômeno de duplo corte deve-se à falta de coincidência ou alinhamento, entre as duas superfícies de corte iniciadas, respectivamente, pela aresta da lâmina superior e pela aresta da lâmina inferior.

A folga excessiva, ou seja, maior que o valor anunciado pelo fabricante provocará o aparecimento de rebarba na aresta de corte e fará com que esta fique muito mais inclinada relativamente à superfície da chapa, ver fig. 2.18 (c). Também aparecerá um aumento da tendência das lâminas dobrarem o material em vez de o penetrarem para o corte, em materiais muito finos pode até resultar em quinagem. O perigo maior reside na sobrecarga descontrolada da máquina por entalamento do material entre lâminas com o efeito de cunha.

A figura 2.19 apresenta o exemplo de uma tabela de folgas recomendadas para o corte de diversas espessuras, em diferentes materiais.

Dado que durante o corte se geram esforços laterais importantes, o mecanismo de guiamento do porta-lâminas e o mecanismo de ajuste da folga deverão ser muito robustos. As soluções mais eficazes para o seu ajuste encontram-se, normalmente, no porta-lâminas.

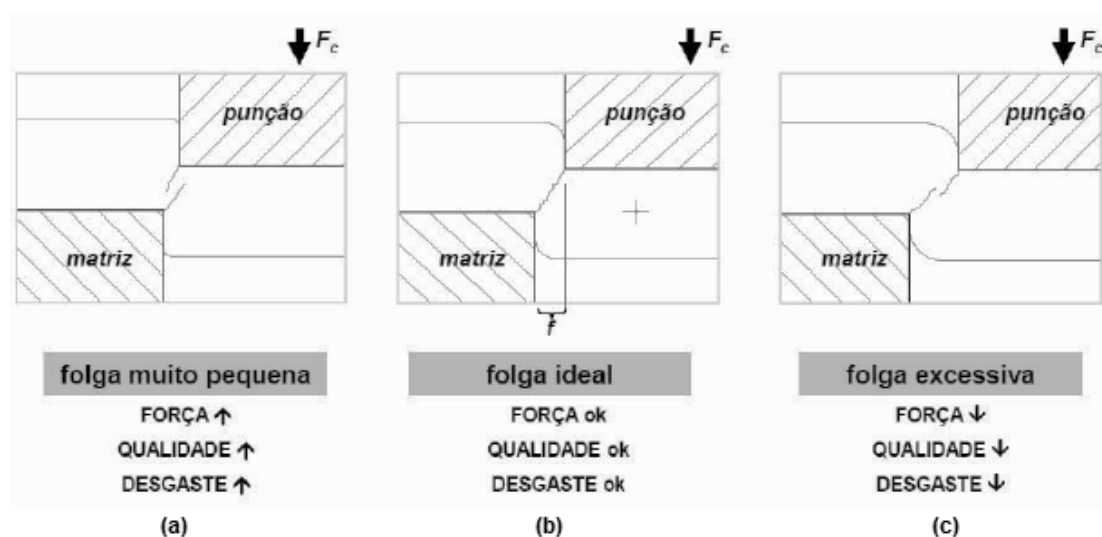
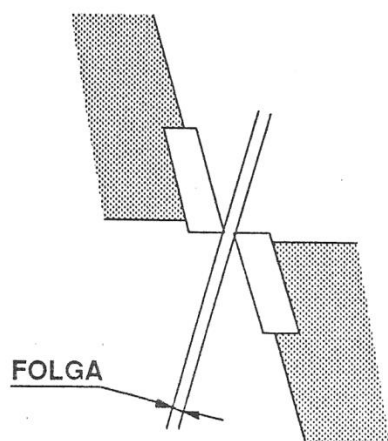


Figura 2.18 - Influência da folga na qualidade de corte, força de corte e desgaste da ferramenta.



ESPESSURA mm	FOLGAS mm	
	Aço macio	Aço Inox Mat. macios
1	0,05	0,05
1	0,1	
2	0,2	0,15
3	0,3	0,25
4	0,4	0,35
5	0,5	0,5
6	0,6	0,6
7	0,7	0,7
8	0,8	0,8
9	0,9	0,9
10	1	1
11	1,1	1,1
12	1,2	1,2
13	1,3	1,3
14	1,4	1,4
15	1,5	1,5
16	1,6	1,6

Figura 2.19 – Exemplo de tabelas de folgas recomendadas.

### 2.2.3.5. Ângulo de ataque da Lâmina

A lâmina móvel deverá atacar a superfície superior da chapa com uma certa inclinação para melhorar a qualidade do corte, reduzir a inclinação da superfície e evitar o aparecimento do fenómeno de duplo corte, ver figura 2.17 e 2.20.

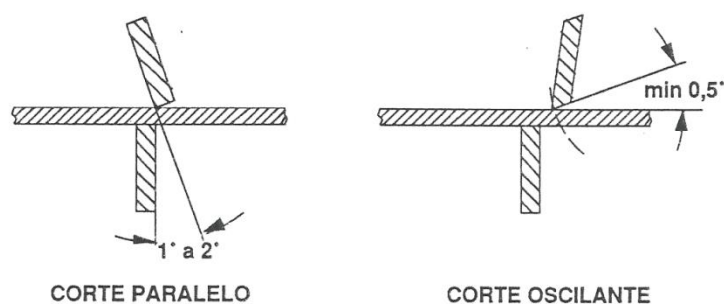


Figura 2.20 – Ângulo de ataque das lâminas.

A inclinação, sobretudo na técnica do corte paralelo, permite que a lâmina superior se afaste da inferior durante o corte e, assim, evitar quer o contacto da lâmina móvel ao longo da superfície já cortada, que fica na mesa, quer o entalamento da tira cortada contra a lâmina fixa. Reduz-se, assim, o desgaste nas lâminas e a força necessária para o corte. [4]

## 2.2.4. Tipos Construtivos da Guilhotina

### 2.2.4.1. Corte Paralelo

Este tipo de corte é caracterizado pelo percurso paralelo e plano do porta-lâminas durante a ação de corte.

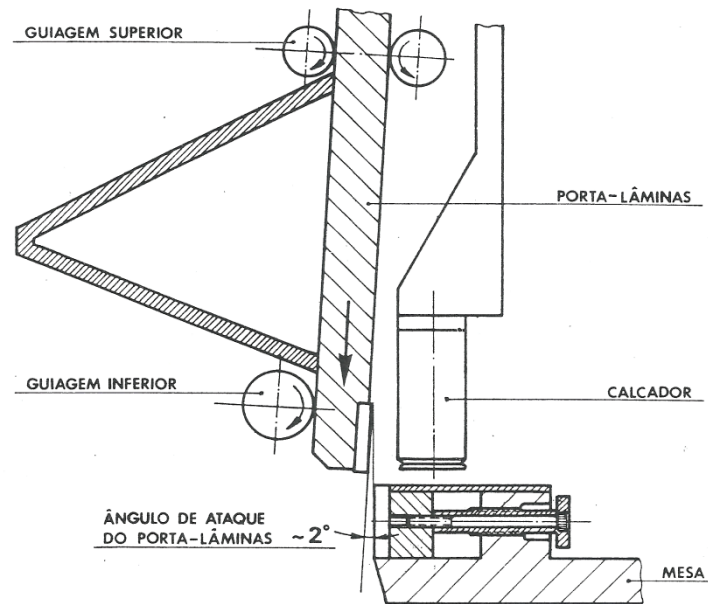


Figura 2.21 – Princípio de corte paralelo.

O porta-lâminas segue um percurso inclinado relativamente à superfície da chapa, para se conseguir o ângulo de ataque.

Este tipo de corte apresenta, ainda, as seguintes características:

- Admite a possibilidade de utilizar quer lâminas de 4 gumes, com a consequente maior durabilidade, quer lâminas de 2 gumes, quando se procura uma melhor qualidade de corte;
- Apresenta uma superfície de corte mais estável ao longo do comprimento, devido ao ângulo de ataque da lâmina móvel se manter constante;
- Admite a utilização de sistemas de variação do ângulo de corte. Pode, assim, adaptar-se este à espessura do material a cortar, utilizando a capacidade de corte disponível na máquina para cortar chapas mais finas, podendo ser menor o ângulo de corte e, portanto, melhor a qualidade do corte. Esta vantagem é especialmente sensível em guilhotinas para espessuras maiores que 10 mm em aço macio, situação em que o ângulo de corte nominal é superior a 2°.

Contudo, o utilizador deve prestar atenção aos seguintes pontos:

- Qualidade do guiamento linear do porta-lâminas e forma de compensação do respetivo desgaste;

- Qualidade do sistema de ajuste de folga entre lâminas, nomeadamente a sua robustez e estabilidade;
- Qualidade do sistema de esbarro posterior, nomeadamente, a sua rigidez e a eficiência do sistema de escamoteamento durante o corte, para evitar que a tira cortada fique entalada entre a régua do esbarro e a lâmina inferior.

As bielas ou os cilindros de acionamento do porta-lâminas podem estar montados ou na parte superior ou na inferior.

Quando o acionamento é realizado pela parte superior, os montantes da estrutura podem dispor de cava e, assim, permitir o corte de chapas mais compridas que o comprimento nominal. Adota-se aí o sistema de corte em reprise. Neste sistema de corte, que requer cuidados, a chapa, após um corte incompleto, sem penetração da lâmina superior, é transladada lateralmente com parte da tira cortada para receber uma 2ª operação, que terminará o corte da tira.

A instalação de sistemas auxiliares, quer de evacuação e empacotamento das tiras cortadas, quer de apoio de chapas finas, exige que a máquina tenha a parte posterior livre. [2]

#### **2.2.4.2. Corte Oscilante**

Este tipo de corte é caracterizado pelo percurso circular do bordo de corte da lâmina móvel. O porta-lâminas, nas guilhotinas com este tipo de corte, tem um movimento oscilante em torno de um fulcro.

A lâmina superior no corte oscilante tem de ser de 2 gumes para evitar a colisão da face longa da lâmina com o bordo da chapa já cortada, que fica na mesa, nomeadamente no fim do corte. Efetivamente, à medida que o corte progride, vai variando a inclinação relativamente à mesa.

No início do corte, normalmente do lado esquerdo da máquina, a lâmina ataca a chapa com a sua face mais estreita, pouco inclinada e a sua face em altura bastante inclinada. No fim do corte, a aresta de corte da lâmina é definida com a face em altura praticamente perpendicular à chapa e com a face estreita muito inclinada, ver figura 2.22 (b).

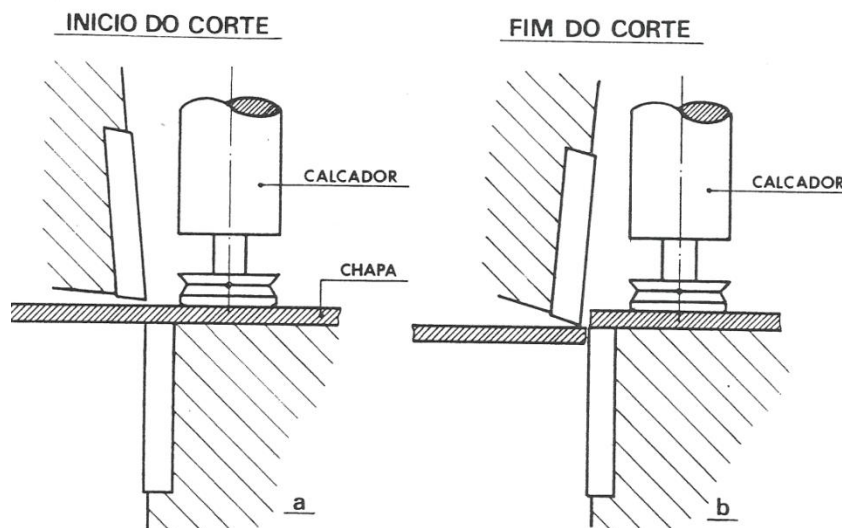


Figura 2.22 – Evolução do corte oscilante.[4]

As guilhotinas de corte oscilante apresentam, normalmente, as seguintes características: [4,5]

- O guiamento do porta-lâminas é rotativo – por exemplo, através de uma rótula auto-lubrificada em cada montante – com manutenção facilitada da qualidade do desempenho;
- Dispõem de um sistema de ajuste fácil da folga entre lâminas, normalmente por intermédio de alavanca única, integrado no sistema de guiamento rotativo e com qualidade de desempenho a este associado;
- O esbarro posterior está bem fixo ao porta-lâminas. Além disso, como roda em conjunto com o mesmo, escamoteia automaticamente durante o corte. Evita-se, assim, que a tira cortada fique entalada entre a régua do esbarro e a lâmina fixa;
- Nas guilhotinas hidráulicas, obedecendo a este tipo de corte, o circuito hidráulico é simples – os cilindros de corte são alimentados em paralelo, ou seja, com as câmaras ligadas entre si. Os cilindros são sincronizados, durante o corte, pela estrutura caixão do porta-lâminas que atua como um veio de torção;
- A manutenção é muito fácil e económica – existem muito poucos pontos móveis nesta guilhotina;
- O acionamento nas guilhotinas, obedecendo a este tipo de corte faz-se quase sempre por cima. Dispõe, assim, de uma cava nos montantes para permitir o corte em reprise e de um espaço inteiramente livre na parte posterior, por baixo do porta-lâminas, para se

montarem sistemas auxiliares de evacuação e empacotamento das tiras cortadas e de apoio de chapas finas.

Deve ainda, neste tipo de guilhotina, ter em atenção o seguinte:

- É obrigatório o uso de lâminas de 2 gumes no porta-lâminas, a lâmina fixa da mesa pode ser de 4 gumes. A lâmina de 2 gumes tem uma duração mais curta (só pode ser rodada uma vez para mudança de aresta) e tem mais tendência a esmilhar (a aresta de corte é muito mais viva).

Contudo, este inconveniente, relativamente às lâminas de 4 gumes, é contraposto pela melhor qualidade de corte que as lâminas de 2 gumes asseguram; [4]

- A superfície de corte na tira que cai não tem uma evolução plana constante, pelo facto de a lâmina atacar a chapa com um ângulo de ataque variável ao longo do comprimento de corte.
- Não admite a variação do ângulo de corte. Se nas máquinas que dispõem de um ângulo de corte nominal relativamente reduzido ( $1,5^\circ$  a  $1,75^\circ$ ) não é um grande inconveniente, já o poderá ser naquelas que adotam ângulos nominais elevados, sobretudo, para quem quer utilizar, com frequência, a guilhotina para o corte de chapas finas.

Por exemplo, uma guilhotina para 16 mm de capacidade em aço macio, que adote um ângulo de corte nominal de  $2,5$  a  $3^\circ$ , ao ser cortada, com esse ângulo, uma tira estreita de 2 mm de espessura, terá uma flecha, uma torção e um arco exagerados.

#### **2.2.4.3. Sistema de Calcamentos**

Como referido anteriormente, é essencial que as guilhotinas incluam um sistema de calcamento eficaz para permitirem cortes precisos sem que se dê o escorregamento da chapa durante a fase de corte.

Nas guilhotinas mecânicas, o sistema de calcamento habitualmente utilizado, consiste numa viga forçada nos seus extremos por 2 molas. Essa viga apresenta uma série de pisadores ao longo do comprimento, que asseguram o contacto com a chapa. A viga é levantada pelo próprio porta-lâminas durante o seu movimento de subida.



Nas guilhotinas hidráulicas, o sistema de calcamento é normalmente formado por uma série de pequenos cilindros hidráulicos calcadores. Como estes cilindros trabalham individualmente, podem prender muito melhor o material do que uma viga calcadora. Isto é particularmente importante no calcamento de chapas espessas que podem não ser planas.

Também a força de calcamento se pode fazer proporcional à força de corte, a partir de um valor mínimo pré-regulado. Assim, assegura-se um mínimo de calcamento para materiais finos, sem o marcar, e um calcamento forte em chapas espessas. A utilização de calcadores com uma pressão fixa tem o inconveniente da marcação em materiais delicados. [4]

As guilhotinas hidráulicas dispõem mesmo, na sua maioria, da ação sequencial dos calcadores para assegurar a fixação da chapa antes do início da operação de corte.

#### **2.2.4.4. Capacidade de Corte**

A capacidade de corte das guilhotinas é, normalmente, especificada pela espessura nominal de corte, em chapa de aço macio com tensão de rotura de  $450 \text{ N/mm}^2$  ( $\approx 45 \text{ Kg/mm}^2$ ), e pelo comprimento máximo de corte.

Exemplo: Guilhotina de 10mm em 3 metros de comprimento.

A capacidade de corte da guilhotina varia para outros materiais. E, como já mencionado, não é só a resistência do material que afeta a capacidade mas também a ductilidade.

Por exemplo, a espessura de aço inox  $700 \text{ N/mm}^2$  de resistência que uma guilhotina pode cortar é aproximadamente 65% da espessura nominal em aço macio. Uma guilhotina de 10 mm só pode cortar 6 mm ( $1/4''$ ) em aço inox.

Para materiais muito dúcteis, mesmo de baixa resistência, como por exemplo, para o cobre recozido, exigem-se forças de corte muito elevadas por a lâmina móvel ter de penetrar praticamente em toda a espessura a cortar. Daí que a capacidade de uma guilhotina para cortar materiais muito dúcteis seja idêntica para o aço macio. [4]

A capacidade de uma guilhotina pode ser afetada pelos seguintes aspetos:

- Estado das lâminas – gumes rombudos ou esmiilhados exigem muito mais força;

- Largura da tira cortada – uma tira larga muito pesada, desapoada na parte posterior da guilhotina, exige muito mais força de corte, sendo parte da guilhotina necessária para levantar essa tira. Quando a máquina se recusa a cortar uma tira muita larga com espessura nominal, utiliza-se, muitas vezes a solução de a apoiar pela parte posterior, por exemplo, com um barrote de madeira;
- Folga entre lâminas – parâmetro já mencionado no capítulo 2.2.3.4.

#### 2.2.4.5. Precisão de Corte

A precisão de corte pode ser considerada, ou relativamente ao material que fica na mesa, ou relativamente à tira cortada da chapa. É evidente que a peça que fica na mesa é muito mais precisa, porque é mantida firme pelos calcadores na frente da máquina. Já a tira cortada, que não é nem apoiada nem segura pelos calcadores, tem tendência a dobrar ou a torcer pela ação de corte. Pode-se separar as deformações causadas na tira cortada pela ação de corte em:

– **Flecha** – resultante da ação de flexão, provocada pela progressão do corte da lâmina móvel sobre a tira que vai sendo progressivamente separada da chapa, sem deixar de estar apoiada no extremo oposto. A flecha será tanto mais pronunciada quanto menor for a largura da tira cortada, pois menor será a sua resistência à flexão;

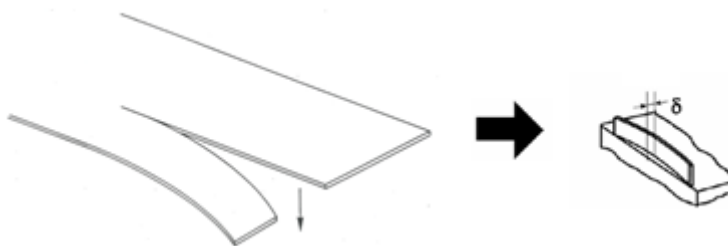


Figura 2.23 - A flecha no corte.

– **Torção** – sobreposta à flexão acima mencionada, existe um efeito de torção resultante da ação da lâmina fora do centro de torção da secção da tira cortada. Também este efeito é mais pronunciado em tiras estreitas, pois, sendo a secção da tira menos resistente, mais facilmente se atingem as deformações permanentes. O aspeto é o de um extremo da tira ter sido torcido relativamente ao outro extremo;

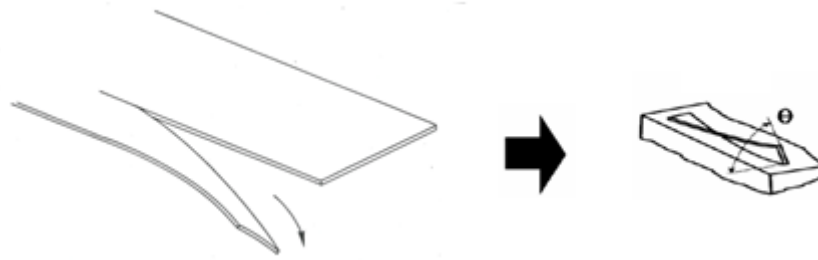


Figura 2.24 - A torção no corte.

– **Arco** – também designado por “Camber” – este resulta do efeito de separação, como se de arrancar se tratasse, da tira cortada relativamente à chapa que fica presa à mesa.

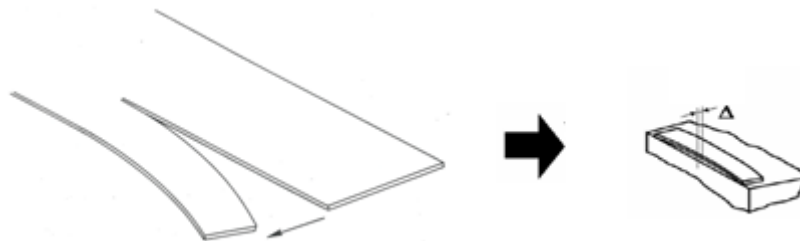


Figura 2.25 - O arco no corte.

Os três efeitos mencionados devem ser reduzidos ao mínimo. Por isso é recomendável, que se adotem ângulos de corte baixos e larguras mínimas de corte de 15 a 20 vezes a espessura para se obterem melhores resultados.

Não deve ser esquecida a importância da direção de laminagem sobre os defeitos mencionados. O corte perpendicular à direção de laminagem é o mais preciso.

Também as chapas laminadas a quente conduzem a piores resultados, pelo facto de o material incluir tensões internas elevadas, sobretudo quando oxicortadas junto da zona a ser atacada pela lâmina.

Além dos problemas resultantes das deformações mencionadas, interessa conhecer, nomeadamente, a precisão dimensional no valor da largura da tira cortada.

Esta precisão é afetada por:

- *Espessura do material* – quanto mais espesso for o material, mais difícil é a medição da largura, por a superfície cortada ser inclinada relativamente à superfície da chapa
- *Resistência do material* – os aços de alta resistência tornam-se mais difíceis de cortar e a qualidade da superfície cortada é muito pior, mais granulosa, logo mais difícil de medir;
- *Estado da superfície* – as chapas oleadas na zona de calcamento têm possibilidade de escorregar durante o corte e, assim, de afetar a precisão da largura.

A precisão dimensional na largura da tira cortada é da ordem de:

- $\pm 0,1$  mm/m de comprimento, até espessuras de 4mm (laminadas a frio);
- $\pm 0,3$  mm/m de comprimento para chapas grossas.

Ainda de salientar, que as condições necessárias para uma melhor precisão de corte são: [4]

- Dispor de uma máquina robusta para que as suas deformações, durante o corte, não afetem a qualidade;
- Dispor de um sistema de calcamento eficaz e bem distribuído ao longo do comprimento
  - o conhecimento do valor da força total de calcamento, relativamente à força de corte, pode ser muito importante para essa avaliação;
- Ajustar corretamente a folga entre lâminas em função da espessura e das características do material a cortar;
- Ter as lâminas em bom estado e, sempre que possível, com ângulos de ataque – as lâminas de 2 gumes dão maior precisão que as de 4 gumes;
- Ter a lâmina fixa muito próximo do nível da mesa – evita-se, assim, a flexão da chapa entre a mesa e o gume da lâmina. Após afiamento das lâminas, pode ser necessário calçá-las.

## **2.3. Análise de Elementos Finitos**

O método de elementos finitos, FEM (também referido como análise de elementos finitos) surgiu da necessidade de resolver problemas complexos e de elasticidade, na engenharia civil e na aeronáutica. O seu desenvolvimento pode ser, também, definido pelo trabalho de

Alexander Hrennikoff e Richard Courant. [7] Embora as abordagens utilizadas entre ambos sejam totalmente diferentes, eles têm uma característica essencial: a malha de discretização de um domínio contínuo num conjunto de sub-domínios discretos, geralmente chamados de elementos.

O desenvolvimento do método de elementos finitos começou em meados dos anos 1950, ganhando impulso na Universidade de Stuttgart, através do trabalho de John Argyris e, em Berkeley, através do trabalho de Ray W. Clough na década de 1960 para o uso em engenharia civil. Ao final dos anos 50, os conceitos-chave da matriz de rigidez e montagem elemento existia essencialmente sob a forma usada hoje. [7]

A vantagem do método dos elementos finitos assenta na versatilidade e generalidade, possibilitando o estudo de quaisquer peças independentemente da forma geométrica das matrizes e das condições de atrito existentes entre estas e o material em deformação [5]. Por outro lado, o método dos elementos finitos permite obter as distribuições das principais variáveis de campo no interior das peças e nas interfaces destas com as ferramentas, conduzindo a um dimensionamento correto das peças e das ferramentas.

A análise de elementos finitos (FEA) representa o estudo numérico efetuado a partir do método dos elementos finitos, que por sua vez é obtido através da resolução de sistemas de equações diferenciais parciais. São disso exemplo as equações de equilíbrio de tensões, que na ausência de forças mássicas distribuídas pelo volume do corpo são representadas pelas equações 11. [5]

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_x}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial Z} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial X} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial Z} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial Y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial Z} &= 0\end{aligned}\tag{11}$$

Ou sob a forma abreviada, equação 12.

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial X_j} = 0\tag{12}$$

A formulação do método dos elementos finitos pode variar consoante o problema em análise. Essa mesma análise pode ser efetuada segundo diversos parâmetros, como a análise estática ou dinâmica de uma estrutura, obtendo uma solução implícita ou explícita respetivamente. A utilização destes métodos surge na sequência da necessidade de resolução das equações diferenciais ordinárias e parciais dependentes do tempo, que caracterizam os problemas a resolver.

O método implícito determina o estado do sistema, resolvendo as equações tendo em conta o estado atual e o estado posterior, ou seja, as propriedades do material não variam com o tempo, com a temperatura, entre outros. Relativamente ao método explícito, determina o estado do sistema no instante seguinte ao estado atual, ou seja, tem em conta a mudança de estados provocados por fatores externos, como por exemplo, as alterações provocadas nas propriedades dos materiais devido à variação da temperatura. Tratam-se portanto de abordagens diferentes e que representam processos de cálculos diferentes, mas que se perspetivam sempre na obtenção de resultados fiáveis.

O método implícito apresenta uma implementação numérica mais complexa, o que se traduz em maiores períodos de simulação, porém, além da estabilidade incondicional que o caracteriza, garante resultados de elevada fiabilidade. O método explícito requer um esforço computacional inferior, contudo necessita de intervalos de tempo reduzidos de modo a aumentar a precisão das soluções, e de modo a que estabilidade seja garantida. O modelo implícito estático é o modelo mais frequentemente utilizado na resolução de problemas em elementos finitos, embora para a resolução de problemas dinâmicos ambos os métodos possam ser adotados.

Perante as duas hipóteses de análise, concluiu-se que a metodologia implícita era a mais adequada, garantindo a fiabilidade desejada para os resultados, apesar da maior morosidade do processo.

O programa comercial utilizado para a análise numérica, por elementos finitos, presente neste trabalho denomina-se *ANSYS, Versão 15.0*. A escolha teve como base a disponibilidade no DEM e porque possui capacidades e potencialidades apresentando-se adequado ao tipo de análise desejada para o presente trabalho.

O programa *ANSYS* consoante o tipo análises ou mesmo de geometria gera diferentes malhas, com diferentes tipos de elementos, podendo esta opção ser realizada também manualmente pelo utilizador através da interface do Workbench ou pela inserção de dados em um arquivo texto designado por linguagem APDL.

Os elementos para estruturas sólidas são “Solid” (sólidos), para estruturas tipo casca utiliza-se elementos “Shell” (Casca) e para estruturas em vigas, o elemento é o “Beam” (Viga), existindo muitos outros para cada tipo de caso ou análise.

Relativamente ao refinamento da malha esta pode ir desde “grosseira” a “fina”. Quanto mais “fina” a malha for, maior é a capacidade de se atingir uma deformação próxima do real, contudo, uma malha mais refinada, mais “fina” portanto, nem sempre se traduz em resultados mais precisos. [8]

A utilização de um programa de elementos finitos para simulação numérica permite a alteração e o melhoramento do componente em estudo, mesmo antes de este ser produzido e colocado no mercado, reduzindo assim o tempo e custos de ensaios experimentais preliminares. Embora, a sua utilização não elimine a possibilidade de execução de ensaios experimentais, em certos casos, de modo a validar o grau de confiança da simulação numérica realizada.

### 2.3.1. Qualidade da Simulação Numérica

Para a avaliar a qualidade da simulação numérica com a obtida experimentalmente, utiliza-se o protocolo que atribui uma classificação consoante o desvio existente entre os resultados práticos (experimentais) e os resultados das simulações numéricas, ver tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Método de classificação da relação entre resultados reais e simulados numericamente retirada da referência [9].

<b><i>Método de Classificação</i></b>	
<b><i>Diferença de Erro</i></b>	<b><i>Classificação</i></b>
50%	inexistente
40-50%	fraco
30-40%	média
20-30%	bom
10-20%	muito bom
0-10%	excelente

### **3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS**





Para o projeto de uma estrutura quer seja de uma máquina-ferramenta ou outro elemento estrutural, é necessário o estudo através do qual a estrutura em si e seus componentes adjacentes sejam dimensionados de forma a terem a resistência necessária ou suficiente para suportar os esforços para as condições de funcionamento a que serão submetidas.

Para isso é fundamental um profundo conhecimento dos parâmetros de comportamento elasto-plástico ou propriedades mecânicas dos materiais, sendo os principais aspetos a análise de tensões, os esforços atuantes e as propriedades mecânicas dos materiais.

A determinação dos esforços e das deformações da estrutura quando as mesmas são solicitadas por agentes externos (cargas, variações térmicas, vibrações, etc.) são os principais aspetos da análise estrutural.

No dimensionamento de um componente é necessário, também, saber até que valor de tensão de cedência o material selecionado consegue resistir. Esses valores de resistência são determinados através de ensaios laboratoriais. O ensaio de tração é o mais utilizado para determinação das características dos materiais.

Assim, neste capítulo aborda-se a componente teórica mais relevante utilizada para o dimensionamento do caso de estudo que é avaliado e melhorado, recorrendo fundamentalmente à Mecânica dos Materiais e à análise numérica, desde do nível prático ao numérico.

Sendo o equipamento em causa neste trabalho uma máquina-ferramenta, a avaliação de capacidade da sua estrutura para as funções que lhe são exigidas em termos estruturais deve ser feita em primeiro lugar em termos de deformação e depois em termos de resistência. Alguns conceitos ligados à deformação provocada por efeito de esforços e flexão são apresentados mais à frente. Quanto ao conceito em termos de resistência apresentam-se de seguida.

### **3.1. Conceito de Tensões e Deformações**

Pode-se afirmar que uma peça está submetida a uma tensão ou esforço, que poderá ser de tração ou compressão, quando uma carga normal  $F$  atuar sobre a área da secção transversal da peça, na direção do eixo longitudinal.

Essas ações originam esforços internos por exemplo numa viga, como se ilustra na figura 3.1. Os esforços internos na seção transversal transformam-se em esforços externos. Supõe-se que estes esforços estejam distribuídos uniformemente sobre toda a seção transversal e devem ser equivalentes à resultante, axial, de intensidade  $F$ .

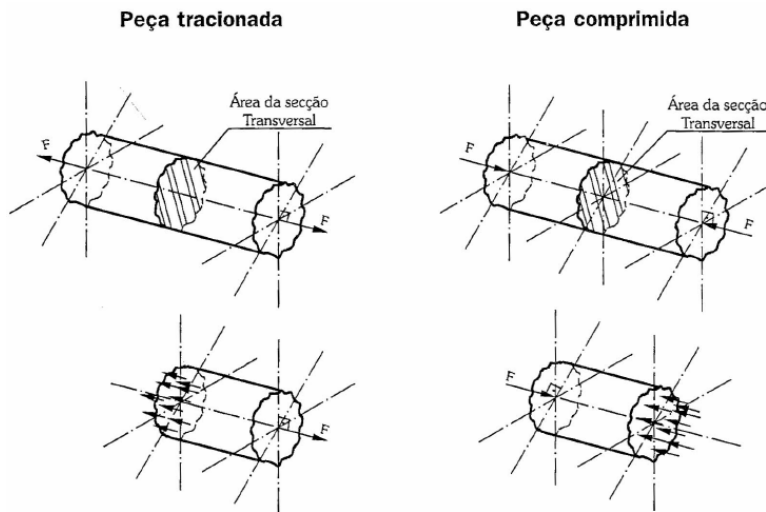


Figura 3.1 – Representação de duas barras à tração e à compressão. [11]

A carga normal  $F$ , que atua na barra, origina nesta, uma tensão normal que é determinada através da relação entre a intensidade da carga aplicada e a área da seção transversal da peça em qualquer parte.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (13)$$

A tensão tem a mesma unidade de pressão que no *Sistema Internacional de Unidades* (SI), o Pascal (Pa) que corresponde à carga de 1 N atuando sobre uma superfície de  $1\text{m}^2$ , ou seja,  $\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$ . Como a unidade Pascal é muito pequena, costuma-se utilizar com frequência os seus múltiplos:  $\text{MPa} = \text{N}/\text{mm}^2 = (\text{Pa} \times 10^6)$ ,  $\text{GPa} = \text{kN}/\text{mm}^2 = (\text{Pa} \times 10^9)$ , etc.

A extensão ( $\varepsilon$ ) ou alongamento, é adimensional, e por sua vez é obtida através da equação 14.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (14)$$

onde:

$\varepsilon$  = Deformação ou extensão nominal de engenharia

$\Delta l$  = Alongamento (Comprimento instantâneo do provete)

$l$  = Comprimento de referência inicial do provete

É de uso corrente no meio técnico representar a deformação por uma fração percentual (%), na figura 3.2.

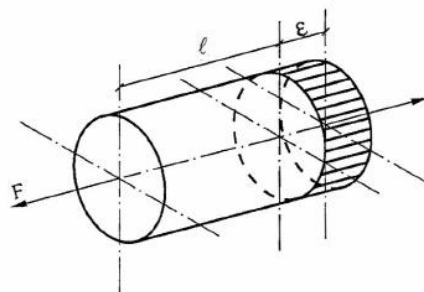


Figura 3.2 – Deformação longitudinal,  $\epsilon$ . [11]

### 3.2. Diagrama Tensão-Deformação

Para a identificação e compreensão do comportamento à deformação de qualquer material submetido a uma carga, recorre-se frequentemente ao gráfico apresentado na figura 3.3, que representa um ensaio de tração típico da relação entre a tensão-extensão (ou tensão-deformação) convencional. No eixo das ordenadas apresentam-se os valores de tensão exercida, e no eixo das abcissas, os valores de extensão (ou deformação) produzidos no material.

Nestes ensaios são medidas as deformações correspondentes aos acréscimos de carga axial  $F$ , que se aplicaram à barra/provete até à rotura do provete. As tensões são obtidas dividindo as forças pela área inicial da secção transversal do provete, e as deformações resultam da razão entre o comprimento instantâneo do provete e o comprimento de referência inicial do provete.

Na figura 3.3 ilustra-se um diagrama tensão-deformação típico do aço e mostram-se alguns pontos mais importantes da característica do material, nomeadamente:

- Ponto O – Início do ensaio onde a carga é nula
- Ponto A – Tensão limite de proporcionalidade
- Ponto B – Tensão limite de elasticidade ou Tensão de Cedência
- Ponto C – Tensão limite de escoamento
- Ponto D – Final de escoamento e início da recuperação do material (encruamento)
- Ponto E – Tensão de rotura
- Ponto F – Rotura/fratura final do material

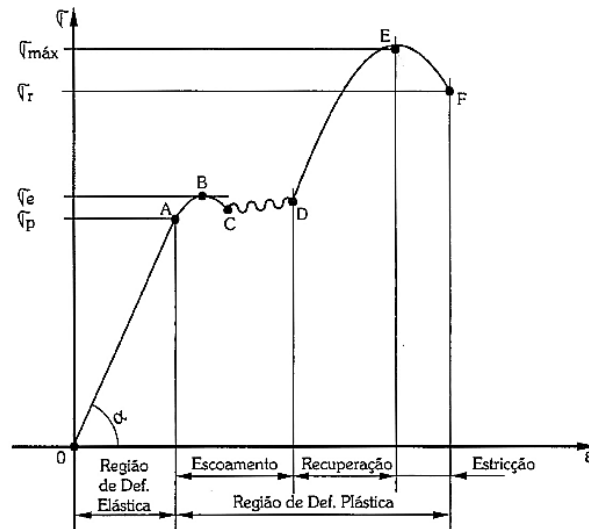


Figura 3.3 - Diagrama tensão-deformação característico de um aço. [11]

Região elástica: de  $O$  até  $A$  as tensões são diretamente proporcionais às deformações; o material obedece à *Lei de Hooke* e o diagrama é linear. O ponto  $A$  é chamado *limite de proporcionalidade*, pois, a partir desse ponto deixa de existir a proporcionalidade. Daí em diante inicia-se uma curva que se afasta da reta  $OA$ , até que em  $B$  começa o chamado escoamento.

O *escoamento* caracteriza-se por um aumento considerável da deformação e com um pequeno aumento da força de tração. No ponto  $B$  inicia-se a região plástica.

O ponto  $C$  é o final do escoamento, o material começa a oferecer resistência adicional ao aumento de carga, atingindo o valor máximo ou *tensão máxima* no ponto  $D$ , denominado limite máximo de resistência. Além deste ponto, maiores deformações são acompanhadas por reduções da carga, ocorrendo, finalmente, a ruptura do provete no ponto  $E$  do diagrama.

A presença de um ponto de escoamento pronunciado, seguido de grande deformação plástica é uma característica do aço, que é o mais comum dos metais estruturais em uso atualmente. Tanto os aços quanto as ligas de alumínio podem sofrer grandes deformações antes da ruptura.

Materiais que apresentam grandes deformações antes da ruptura são classificados de materiais *dúcteis*. Outros materiais como o cobre, bronze, latão, níquel, etc, também possuem comportamento dúctil. Por outro lado, os materiais *frágeis* ou *quebradiços* são aqueles que se deformam relativamente pouco antes de romper-se, como por exemplo, o ferro fundido, concreto, vidro, porcelana, cerâmica, gesso, entre outros, ou seja, diferentes materiais tem diferentes comportamentos quando sujeitos a um ensaio de tração.

### 3.3. Lei de Hooke e Módulo de Elasticidade

Na região elástica em que o diagrama tensão-deformação se desenvolve linearmente (ou retilinearmente), as tensões são proporcionais às deformações, como ilustrado na figura 3.4.

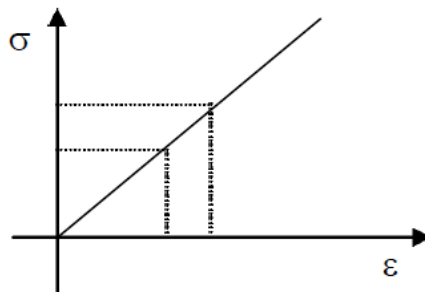


Figura 3.4 – Lei de Hooke. [25]

Matematicamente pode ser traduzido o comportamento elástico de um determinado material por:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (15)$$

Através da equação 15 é possível obter o Módulo de Young ( $E$ ), ou também denominado, módulo de elasticidade longitudinal do material, que relaciona a tensão-extensão dentro do domínio elástico. Neste domínio, considera-se que não existe deformação final do material após o descarregamento. Contudo, normalmente os materiais apresentam uma transição elasto-plástica não facilmente identificável, pelo que é necessário traçar uma linha paralela à linha de carregamento inicial, com o mesmo declive do Módulo de Young ( $E$ ) do material, a uma proporção de 0,2% (por convenção, valor a partir do qual o material sofre deformação plástica) de deformação. [10]

### 3.4. Tenacidade e Resiliência

A capacidade de um material absorver energia quando é deformado no domínio elástico e depois, com o descarregamento ter essa energia recuperada, denomina-se resiliência, e é por norma inferior à da deformação plástica (tenacidade). O módulo de resiliência é dado pela área da curva tensão-deformação abaixo da respetiva linha de carregamento.

Já a capacidade de um material em absorver energia até à fratura, denomina-se tenacidade. Para que um material seja tenaz, deve apresentar resistência e ductilidade.

### 3.5. Coeficiente de Poisson

É uma grandeza adimensional dependente do tipo de material, que expressa a relação entre a deformação transversal e a deformação longitudinal, cuja forma matemática é dada pela seguinte expressão, para um material isotrópico:

$$\nu = -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_z} \quad (16)$$

Onde:

$\nu$  = Coeficiente de Poisson

$\varepsilon_x$  = Deformação na direção x (transversal)

$\varepsilon_y$  = Deformação na direção y (transversal)

$\varepsilon_z$  = Deformação na direção Z (longitudinal)

### 3.6. Equação da Linha de Elasticidade

Quando uma viga está sujeita a um carregamento transversal, o momento fletor varia com ( $x$ ), e a deformação devida ao momento fletor é quantificada pela curvatura da superfície neutra, ver figura 3.5, pelo que a expressão toma a forma da equação (17).

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI} \quad (17)$$

onde:

- $EI$  - Módulo de rigidez à flexão
- $M(x)$  - Momento fletor
- $1/\rho$  - Inverso do raio de curvatura

As tensões e deformações são negativas (compressão) acima da superfície neutra, e positivas (tração) abaixo da superfície neutra.

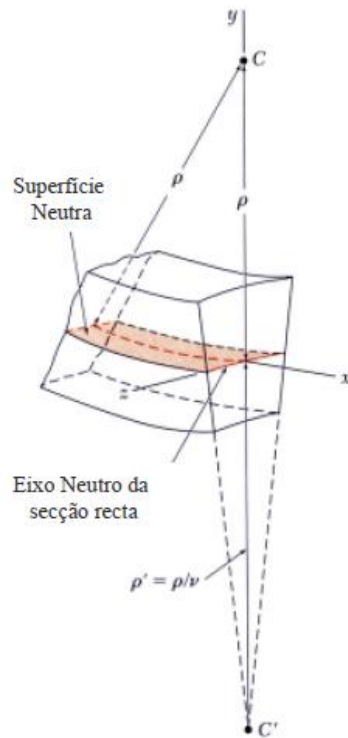


Figura 3.5- Forma da linha elástica numa viga sujeita a flexão pura.

A equação para a forma da viga (ou curva elástica), por forma a determinar-se quer o declive quer a flecha, ver figura 3.6, a partir de cálculos elementares, simplificados para o caso de vigas, pode ser obtida em função de  $\frac{d^2y}{dx^2}$ .

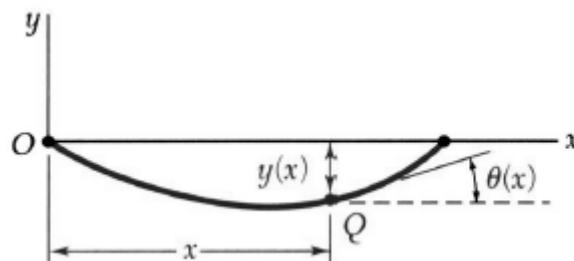


Figura 3.6 - Curva elástica numa viga sujeita a flexão.

Então,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \approx \frac{d^2y}{dx^2} \quad (18)$$

Substituindo a equação (19) na equação da linha elástica, equação (17),



$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (19)$$

obtem-se a “Equação da Deformada”,

$$EI \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) \quad (20)$$

Uma vez que a máxima curvatura ocorre onde o momento fletor é máximo, determina-se a expressão para  $M(x)$  através do princípio da análise estática, substituindo e integrando duas vezes, obtendo-se a equação (21) da linha de elasticidade.

$$EI \frac{1}{\rho} = EI \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x)$$

$$EI \theta \approx EI \frac{dy}{dx} = \int_0^x M(x) dx + C_1$$

$$EI y = \int_0^x dx \int_0^x M(x) dx + C_1 x + C_2 \quad (21)$$

As constantes de integração,  $C_1$  e  $C_2$ , são determinadas a partir das condições de fronteira e de continuidade. Resolvendo em ordem a  $y$ , encontra-se a flecha para qualquer ponto ao longo da barra.

### 3.7. Tensão Normal de Flexão

Para determinar a tensão admissível para uma viga sujeita a um momento fletor é necessário determinar as principais tensões após a obtenção da tensão normal devido à flexão. A tensão normal devido à flexão pode ser calculada por:

$$\sigma_{max} = \pm \frac{|M|_{max} c}{I} \quad (22)$$

onde:

- $\sigma_{max}$  – Tensão Normal Máxima
- $|M|_{max}$  – Momento Fletor Máximo
- $I$  – Momento de Inércia Axial
- $c$  – Distância entre o centro à extremidade da seção transversal

### 3.8. Torção

Uma peça é submetida a um esforço de torção quando é aplicado um binário de forças que produz a rotação da seção transversal em torno do eixo longitudinal, sendo por isso designado por um momento torsor, ver figura 3.7.

O momento torsor é o produto entre a força aplicada e a distância entre o ponto de aplicação da força e o centro da seção transversal.

Quando uma peça circular é submetida a um momento torsor, o resultado da tensão de corte máximo que atua na secção transversal da peça pode ser definido pela seguinte equação:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_T \cdot r_{m\acute{a}x}}{J_p} \quad (23)$$

Onde:

$\tau_{m\acute{a}x}$  - Tensão de corte na torção

$r_{m\acute{a}x}$  - Distância entre o centro à extremidade da seção transversal

$M_t$  - Momento torsor ou binário

$J_p$  - Momento de inércia polar [ $J_p = I_x + I_y$ ]

Conclui-se que, no centro da seção transversal, a tensão é nula e a tensão aumenta à medida que o ponto estudado se afasta do centro e aproxima-se da extremidade.

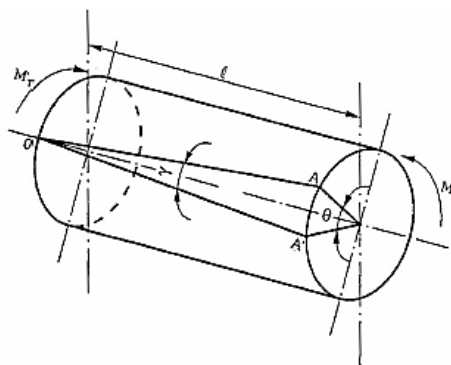


Figura 3.7 – Barra submetida à torção. [25]

O desvio provocado por um esforço de torção numa peça circular pode ser medido pelo ângulo de torção ou pelo deslocamento vertical de uma das extremidades, como ilustrado na figura, por exemplo, do ponto A ao A'. O ângulo de torção ( $\theta$ ) é definido através da equação 24:

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{J_p \cdot G} \quad (24)$$

Onde:

$\theta$  – Ângulo de torção

$M_t$  – Momento torsor ou binário

$l$  – Comprimento da peça

$J_p$  – Momento de inércia polar [ $J_p = I_x + I_y$ ]

$G$  – Módulo de elasticidade transversal do material

A distorção ( $\gamma$ ), que é provocada pelo deslocamento do ponto A para a posição A', pode ser definida por:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (25)$$

Onde:

$\gamma$ - Distorção

$\tau$  - Tensão de corte

### 3.9. Módulo de Resistência Polar

O *módulo de resistência polar* ( $W_p$ ) é outro parâmetro que tem enorme importância na concepção de projetos.

Utiliza-se o módulo de resistência polar no dimensionamento de elementos submetidos a esforços de torção, porque quanto maior o módulo de resistência polar da secção transversal de uma peça, maior é a sua resistência à torção.

O módulo de resistência polar de uma superfície é definido pela relação entre o momento de inércia polar da seção, a distância entre o CG (centro de gravidade) e o ponto mais distante da extremidade da secção transversal (distância máxima), como representado na figura 3.8. [11]

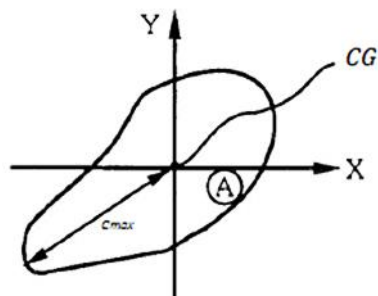


Figura 3.8 – Módulo de resistência polar de uma superfície. [11]

$$W_p = \frac{J_p}{c_{max}} \quad (20)$$

Onde:

$W_p$  – Módulo de resistência polar

$c_{max}$  – Distância máxima entre o CG e a extremidade da secção transversal

### 3.10. Regras de Melhoria à Torção

Quando esforços de torção se tornam um problema na realização de projetos, existem três regras simples de corrigir ou atenuar o problema.

#### **1- Usar seções transversais fechadas quando possível**

Secções transversais circulares maciças e tubulares fechadas, como ilustradas na figura 3.9, são opções excelentes para os esforços de torção, devido às tensões de corte comportarem-se uniformemente à volta da circunferência.

Para além de secções tubulares, outra boa opção de resistência à torção é o uso de secções transversais quadradas maciças ou retangulares fechadas, sendo as secções transversais abertas as menos próprias para os esforços de torção.

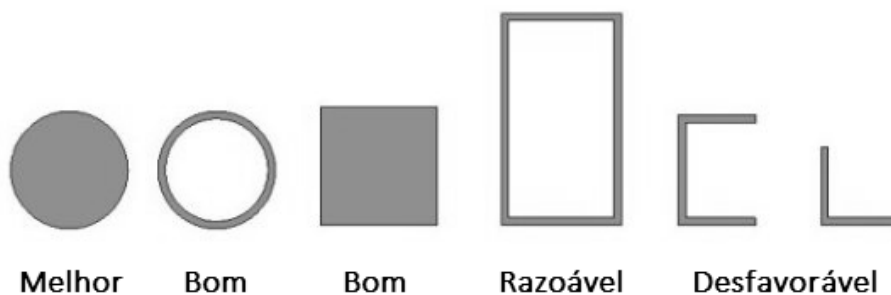


Figura 3.9 - Melhores seções transversais para a torção. [12]

## 2- Usar membros (nervuras) na diagonal

As duas principais tensões em membros sujeitos a esforços de torção são tensão de corte transversal e longitudinal. Estas duas tensões combinadas produzem uma tensão diagonal e de compressão que tornam-se máximas a  $45^\circ$ . A  $45^\circ$ , a tensão transversal e longitudinal anulam-se uma à outra. Portanto, as tensões de torção ou ações em membros (cutelos) dispostos na diagonal a  $45^\circ$  são minimizadas. [12] Um exemplo desta caso está ilustrado na figura abaixo.

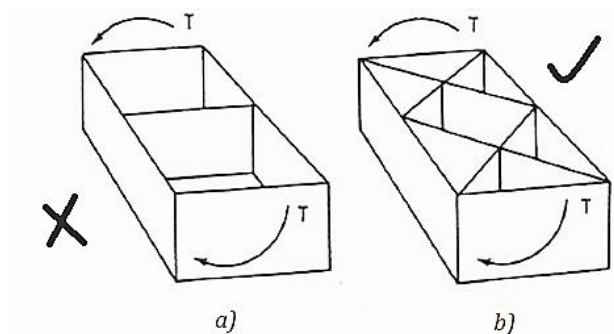


Figura 3.10 – Melhor prática para redução do ângulo de torção ( $\theta$ ). [12]

Para um binário de  $1000 \text{ N.m}$ , a diferença entre os ângulos de torção ( $\theta$ ), entre as duas configurações é de  $1,84^\circ$  e  $0,0087^\circ$ , para o caso a) e b) respectivamente. O processo analítico para a obtenção do ângulo de torção, é omissivo, podendo ser consultados os passos necessários na referência [12], pág. 118, bem como outros casos semelhantes. Servindo os valores apresentados apenas como referência para o presente exercício.

## 3- Criar conexões iniciais rígidas

As conexões iniciais criadas, representados na figura 3.11, produzem uma redução do ângulo de torção, pois tornam as conexões iniciais mais rígidas.

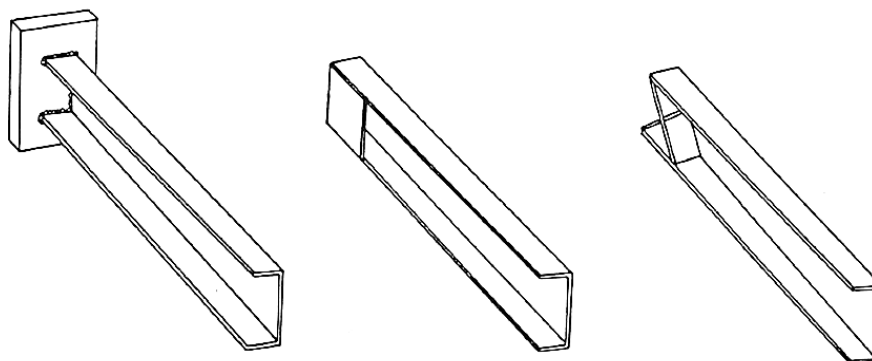


Figura 3.11 – Diferentes opções de reforço para redução dos ângulos de torção ( $\theta$ ). [12]

### 3.11. Normas e Regulamentos de Projeto

Por se tratar de uma estrutura metálica de aço estrutural, o dimensionamento da estrutura da máquina-ferramenta, alvo deste trabalho, pode seguir as indicações dadas pelo Eurocódigo.

Tendo por base a NP EN 1993 – Eurocódigo 3: Projeto de estruturas de aço, e embora este código seja direcionado para projetos de estruturas metálicas, há a necessidade de fazer algumas aproximações na aplicação dos mesmos. Para o efeito, retira-se toda a informação relativa ao material e ao projeto de soldadura, servindo a informação recolhida, segundo as normas, como validação de resultados estudados.

#### 3.11.1. Eurocódigo 3 - Projeto de Estruturas de Aço Parte 1-1: Regras Gerais e Regras para Edifícios

##### 3.11.1.1. Objetivo e campo de aplicação

O presente código estabelece os princípios de base para o projeto de estruturas de aço com componentes de espessura  $t \geq 4 \text{ mm}$ .

##### 3.11.1.2. Material - Aço estrutural

Segundo este código, os valores nominais da tensão de cedência,  $\sigma_y$ , e da tensão de rotura,  $\sigma_u$ , para aços estruturais laminados a quente, deverão ser obtidos consultando a tabela 3.1, resumida.

Tabela 3.1 - Normas, Classes e Propriedades de Aços.

Norma e classe do aço	Espessura nominal $t$ do componente da secção [mm]			
	$t \leq 40 \text{ mm}$		$40 \text{ mm} < t \leq 80 \text{ mm}$	
	$\sigma_y$ [MPa]	$\sigma_u$ [MPa]	$\sigma_y$ [MPa]	$\sigma_u$ [MPa]
<b>EN 10025-2</b>				
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	490	335	470
S 450	420	550	410	550

Sendo a estrutura da máquina-ferramenta fabricada em aço estrutural S275, com  $t \leq 40 \text{ mm}$ , as propriedades a utilizar para os cálculos analíticos são:

- Módulo de Elasticidade:  $E = 210 \text{ GPa}$
- Coeficiente de Poisson em regime elástico:  $\nu = 0,28$
- Tensão de Cedência:  $\sigma_y = 275 \text{ MPa}$
- Tensão de rotura:  $\sigma_u = 430 \text{ MPa}$

### **3.11.2. Ligações soldadas**

#### **3.11.2.1. Generalidades**

Toda a metodologia indicada na NP EN 1993-1-8 sobre ligações soldadas aplica-se a aços de construção soldáveis que respeitem a Norma EN 1993-1-1 e que tenham espessuras de material iguais ou superiores a 4 mm. Aplica-se, também, às ligações nas quais as propriedades mecânicas do metal de adição sejam compatíveis com as do metal base, ou seja, o valor da tensão de cedência do material de adição da soldadura deve ser equivalente ou superior ao valor do material base. Esta Norma abrange o dimensionamento de soldaduras de ângulo, de soldaduras de ângulo em contorno de orifícios, de soldaduras de topo, de soldaduras de bujão e de soldaduras em bordos arredondados.

O tipo de soldadura presente na estrutura da máquina-ferramenta alvo deste trabalho é a soldadura de ângulo. Segundo NP EN 1993-1-8, seção 4.3.2, podem utilizar-se soldaduras de ângulo para a ligação de peças quando as superfícies de fusão formam entre si um ângulo compreendido entre 60° e 120°. Também são permitidos ângulos inferiores a 60°, no entanto deve-se considerar uma soldadura de topo com penetração parcial. Para ângulos superiores a 120°, a resistência da soldadura deve ser determinada através de ensaios de acordo com a EN 1990, Anexo D: Dimensionamento com apoio experimental.

Numa soldadura dimensionada para transmitir esforços, o comprimento do cordão de ângulo deverá ser superior a 30 mm ou a 6 vezes a sua espessura, considerando-se o maior destes valores.

A espessura,  $a$ , de um cordão de ângulo, segundo NP EN 1993-1-8, seção 4.5.2., deverá ser considerada igual à altura do maior triângulo (com lados iguais ou desiguais) que

pode ser inscrito no espaço limitado pelas faces a soldar e pela superfície da soldadura, medida perpendicularmente ao lado exterior desse triângulo. Ver figura 3.12.

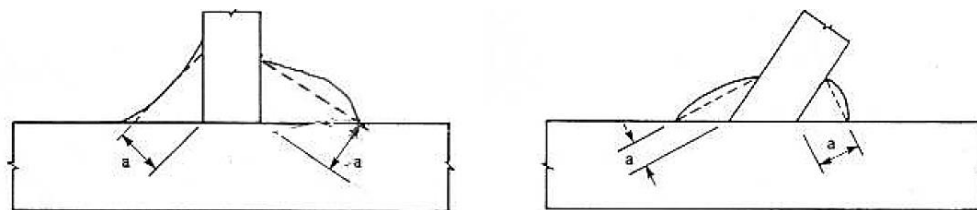


Figura 3.12 - Espessura dos cordões de ângulo. [36]

A espessura efetiva de um cordão de ângulo não deverá ser inferior a 3 mm.

### 3.11.2.2. Cálculo da resistência de um cordão de ângulo

Segundo o NP EN 1993-1-8, pág. 47, existem presentes dois métodos para o cálculo do valor de resistência de um cordão de ângulo, que deverá ser determinado ou pelo método direcional ou pelo método simplificado.

#### 3.11.2.2.1. Método Direcional

Neste método, os esforços transmitidos por unidade de comprimento da soldadura são decompostos em componentes paralelas e transversais ao eixo longitudinal da soldadura e, posteriormente, em componentes perpendiculares e transversais do plano que define a espessura do cordão.

O valor de cálculo da área efetiva do cordão,  $A_w$ , deve ser considerado igual a;

$$A_w = \sum a L_w \quad (21)$$

Para efeito do cálculo, admite-se que a área efetiva do cordão está concentrada na sua raiz e que as tensões na espessura do cordão de soldadura estão distribuídas uniformemente, o que conduz a tensões normais e de corte, representadas na figura 3.13, com as seguintes designações:

- $\sigma_{\perp}$  - Tensão normal perpendicular à espessura;
- $\sigma_{\parallel}$  - Tensão normal paralela ao eixo da soldadura;
- $\tau_{\perp}$  - Tensão de corte (no plano da espessura) perpendicular ao eixo da soldadura;
- $\tau_{\parallel}$  - Tensão de corte (no plano da espessura) paralela ao eixo da soldadura.



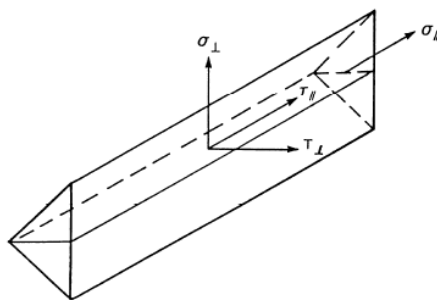


Figura 3.13 - Tensões no plano que define um cordão de ângulo. [36]

Neste método, considera-se que o valor de cálculo da resistência do cordão de ângulo é suficiente, se forem satisfeitas as duas condições seguintes:

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (22)$$

E, ainda,

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (23)$$

em que:

- $f_u$  é o valor nominal da tensão de ruptura à tração da peça ligada mais fraca;
- $\beta_w$  é um fator de correlação apropriado obtido na tabela 3.2.

Na tabela 3.2 são apresentados os valores para o fator de correlação  $\beta_w$ .

Tabela 3.2 - Fator de correlação  $\beta_w$ . [36]

Norma e classe de aço	Fator de correlação	Norma e classe de aço	Fator de correlação
EN 10025	$\beta_w$	EN 10025	$\beta_w$
S 235	0,8	S 420	1,0
S 275	0,85	S 460	1,0
S 355	0,9		

### 3.11.2.2.2. Método Simplificado

Em alternativa ao método anterior apresentado, poderá considerar-se o uso do método simplificado (NP EN 1993-1-8 seção 4.5.3.3.) se, em qualquer das suas seções transversais, a resultante de todos os esforços por unidade de comprimento transmitidos pela soldadura satisfizer o seguinte critério:

$$F_{w,Ed} \leq F_{w,Rd} \quad (24)$$

em que:

- $F_{w,Ed}$  - valor de cálculo do esforço atuante na soldadura por unidade de comprimento;
- $F_{w,Rd}$  - valor de cálculo da resistência da soldadura por unidade de comprimento.

Independentemente da orientação do plano que define a espessura da soldadura em relação ao esforço aplicado, o valor de cálculo da resistência por unidade de comprimento  $F_{w,Rd}$  deverá ser determinado pela seguinte equação:

$$F_{w,Rd} = f_{vw.d} a \quad (25)$$

em que:

- $f_{vw.d}$  é o valor de cálculo da resistência ao corte da soldadura.

O valor de cálculo da resistência ao corte  $f_{vw.d}$  da soldadura deverá ser determinado a partir de:

$$f_{vw.d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad (26)$$

Em que os valores de  $f_u$  e de  $\beta_w$  são obtidos do mesmo modo que o método tradicional.

Uma vez que o parâmetro  $F_{w,Ed}$  é o valor de cálculo do esforço atuante na soldadura por unidade de comprimento, através da equação (24), é possível rearranjar a expressão da seguinte forma:

$$\frac{F_{w,Ed}}{a \times l_{eff}} \leq \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \gamma_{M2}}$$

Deduzindo, a expressão acima, em ordem à garganta,  $a$ , tem-se,

$$a \geq \frac{\sqrt{3} \times F_{w,Ed} \times \beta_w \times \gamma_{M2}}{2 \times f_u \times l_{eff}}$$

### 3.11.2.2.3. Metodologia de Cálculo da Soldadura segundo Moura

#### Branco

A ideia básica do critério de cálculo baseado na tensão equivalente, segundo C. Moura Branco, consiste em dimensionar os cordões de soldadura com os métodos gerais da Resistência dos Materiais de modo a garantir que a junta resiste mesmo que a construção seja solicitada nas condições mais desfavoráveis. [24]

O Cálculo das tensões no cordão pode ser feito considerando as componentes do tensor das tensões num ponto do plano da garganta. Este plano forma  $45^\circ$  com os catetos do cordão. Para o efeito de cálculo da resistência do cordão, consideram-se apenas os cordões isósceles contidos nos cordões reais, ilustrado na figura 3.14, admitindo-se que o material em excesso não provoca aumento de resistência do cordão.

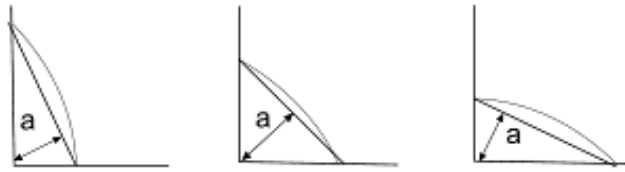


Figura 3.14 – Ilustração do tamanho da garganta para diferentes configurações de cordões de soldadura.

Usando o critério de *Von Mises* para a determinação de  $\sigma_{eq}$  a partir de um estado triaxial de tensões, vem:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_x\sigma_z) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (27)$$

Em geral, nas ligações soldadas, apenas as componentes  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{yz}$  são significativas, obtendo-se a equação 27:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3(\tau_{yz}^2 + \tau_{xy}^2)} \quad (28)$$

É utilizando como nova nomenclatura a que resulta das seguintes equivalências, em relação ao referencial até aqui usado:

- $\sigma_y = \sigma_\perp$  representa a tensão normal perpendicular ao plano da garganta;
- $\tau_{xy} = \tau_\parallel$  representa a tensão corte paralela ao eixo do cordão;
- $\tau_{yz} = \tau_\perp$  representa a tensão corte perpendicular ao eixo do cordão;

Da equação (28), e consultando a figura 3.13, obtém-se a seguinte expressão:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \quad (29)$$

Esta é a equação sugerida na ENV 1993-1-1: 1998 para o cálculo de  $\sigma_{eq}$ .

Para aplicar o método das tensões admissíveis, devem ser consideradas as seguintes fases:

- Transformar a solicitação numa carga equivalente aplicada ao centro de gravidade da figura formada pelos cordões;
- Distribuir a solicitação pelos cordões;
- Decompor a solicitação (ver figura 3.15)

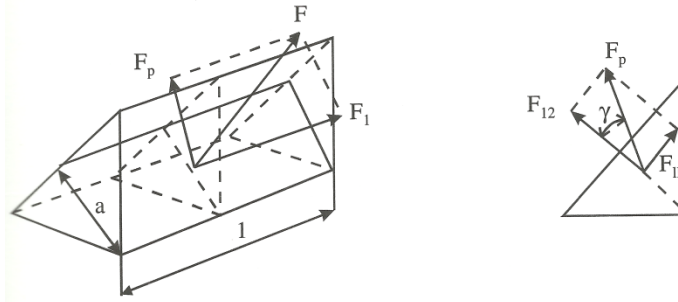


Figura 3.15 – Decomposição da solicitação.

Desta forma, obtém-se as três componentes  $F_1$ ,  $F_{12}$ ,  $F_{11}$  que resultam, respetivamente, nas tensões  $\tau_{\parallel}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\sigma_{\perp}$ , depois de divididas pela área da garganta.

Dado que a garganta ocupa, por vezes, uma posição complexa em relação à solicitação, torna-se difícil a determinação de  $F_{12}$  e  $F_{11}$ . A Recomendação ISO R617 prevê a utilização do método da garganta rebatida, que consiste em:

- Considerar a garganta rebatida sobre um dos catetos;
- Projetar a componente  $F_p$  sobre o plano de rebatimento, segundo a normal a este plano e determinar as correspondentes tensões  $t_p$  e  $n_p$ .

As tensões  $\sigma_{\perp}$  e  $\tau_{\perp}$  podem ser obtidas a partir de  $t_p$  e  $n_p$ . Para  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\tau_{\parallel}$ , obtém-se a partir de  $t_p$  e  $n_p$ , considerando as condições de equilíbrio estático segundo a direção conveniente, o que dá, respetivamente:

$$\sigma_{\perp} = t_p \times \cos 45^\circ - n_p \times \cos 45^\circ \quad (30)$$

$$\tau_{\perp} = t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ} \quad (31)$$

$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel} \quad (32)$$

Esta solução torna-se na maior parte das vezes numa alternativa bastante vantajosa para o cálculo de  $\sigma_{eq}$ .

### **3.12. Simulação Numérica por Elementos Finitos (FEM)**

Para dar início à simulação numérica é necessário, em primeiro lugar definir com o mais rigor possível a geometria das peças em análise, depois gerar corretamente a malha, para que os resultados que sejam obtidos sejam os mais próximos da realidade e com um certo grau de confiança desejado. O programa comercial adotado neste trabalho é o *ANSYS Workbench*.

A malha no *ANSYS Workbench* pode ser gerada automaticamente pelo programa, pelo que a peça inserida no estudo é analisada e a malha adaptada consoante o tipo de perfil geométrico detetado ou o tipo de análise escolhida.

Sendo a estrutura da máquina-ferramenta, guilhotina, encarada como uma estrutura sólida, surge a necessidade de escolher os tipos de elementos existentes dentro do programa *ANSYS* para casos de geometrias sólidas, de modo a poder-se adequar o elemento para o tipo de análise pretendida. Os dois tipos de elementos escolhidos são, o “SOLID 186” (fig. 3.16) e o “SOLID 187” (fig. 3.17).

#### **3.12.1. Avaliação dos Elementos de Malha**

Para compreender e identificar da melhor forma o tipo de elemento a usar, será apresentado uma breve descrição de cada um, em particular.

##### **3.12.1.1. SOLID186- Descrição do Elemento**

O elemento *SOLID186*, representado na figura 3.16, define-se como um elemento de ordem superior, de malha tridimensional de 20 nós (nos vértices e a meio das arestas), ideal para a análise de sólidos, exibindo uma distribuição quadrática dos seus elementos. Os seus 20 nós apresentam três graus de liberdade nas direções dos xx, yy e zz, tendo possibilidade de estar disposto em qualquer orientação espacial. Está indicado para a análise de deformação,

plasticidade, hiperelasticidade e para casos onde se verificam grandes deflexões e extensões, incluindo nas arestas do próprio elemento. [13,14]

Este elemento é adequado para geometrias que apresentem uma malha irregular e/ou com limites curvos, tendo a possibilidade de adaptar a sua forma a elementos tetraédricos, prismáticos e em pirâmide. A forma do elemento poderá ser alterada, por opção, através de instruções de comandos “KEYOPT”. [13] A utilização de elementos pirâmide é aconselhável apenas em casos de preenchimento de espaços ou em zonas de transição de malha.

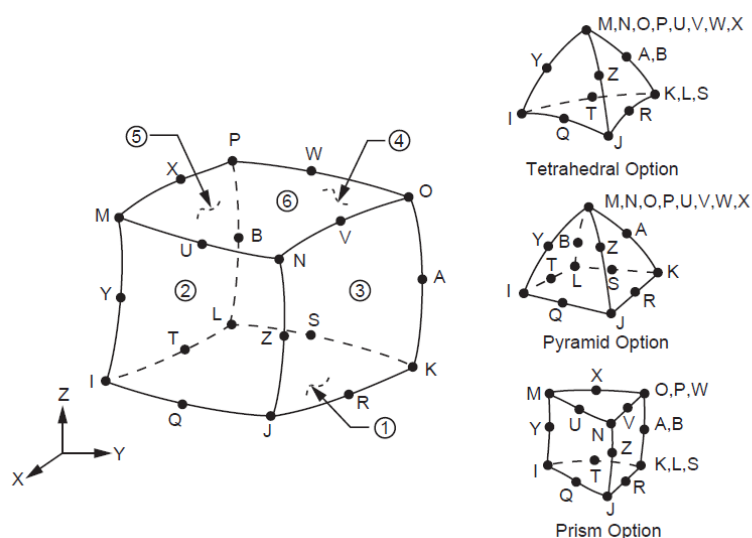


Figura 3.16 - Elemento SOLID186 3-D de 20 nós. [14]

### 3.12.1.2. **SOLID187 – Descrição do Elemento**

Relativamente ao elemento *SOLID187*, ver figura 3.17, este é um elemento tridimensional de ordem superior composto por 10 nós, com três graus de liberdade em cada nó, ideal para situações onde a geometria é complexa necessitando de gerar uma malha irregular, mas menos complexa que o caso anterior. [13,14]

Comparativamente ao elemento anterior, não é possível de adaptar a sua forma a elementos hexaédricos, prismático e em pirâmide. Este elemento suporta plasticidade, hiperelasticidade e é capaz de simular grandes deflexões e deformações.

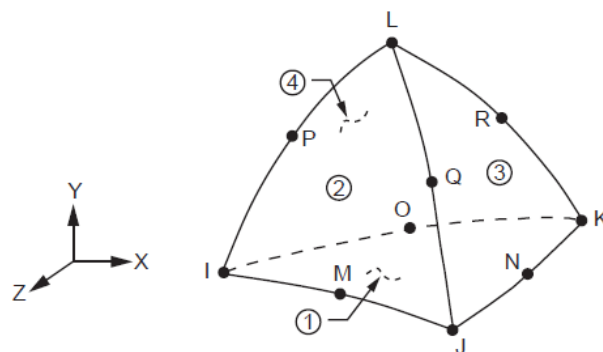


Figura 3.17 - Elemento SOLID187 3-D de 10 nós. [14]

### 3.12.2. Escolha do Elemento

A escolha do elemento a usar neste trabalho recai no elemento *SOLID186* devido ao número de nós que o mesmo possui, 20 nós, comparado com os 10 nós do elemento *SOLID187*. Torna-se assim um elemento mais preciso, uma vez, que se pretende aplicar a componentes estruturais com geometria irregular.

Outro aspeto a ter em conta na escolha do elemento *SOLID186* é o facto de precisar de menos capacidade de processamento do computador relativamente ao elemento *SOLID187*. Esta capacidade justifica-se pelo facto de o elemento *SOLID186* possuir 20 nós por elemento, comparado com os 10 nós usados no elemento do *SOLID187*, o que significa que necessita de menos elementos na geração da malha para obter a mesma solução/resultados que com o elemento *SOLID187*. Assim, reduz-se tempo de processamento de cálculo uma vez que que recorre a menos integrações para obter os mesmos valores.

### 3.12.3. Qualidade da Malha

Dentro do *ANSYS* existem parâmetros que permitem obter informação da qualidade da malha gerada, de modo a permitir ao utilizador controlar e conhecer os tipos de elementos que foram gerados pelo próprio programa, bem como a qualidade do elemento. Alguns desses parâmetros são, o “*Element Quality*” (Qualidade do Elemento), o “*Skewness*” (Assimetria) e o “*Orthogonal Quality*” (Qualidade Ortogonal).

O primeiro parâmetro de qualidade, o “*Element Quality*”, apresenta ao utilizador qual ou quais os tipo de elementos que o *ANSYS* gera na criação da malha. Permite conhecer o tipo de elemento que o próprio programa gera e se é o correto para o tipo de análise a estudar.

O parâmetro “*Skewness*” é um dos primeiros parâmetros de qualidade da malha. O valor obtido a partir desse parâmetro determina o quão próximo do ideal a face ou a célula do elemento se encontra, por exemplo, de um equilátero perfeito, como ilustrado na figura 3.18.

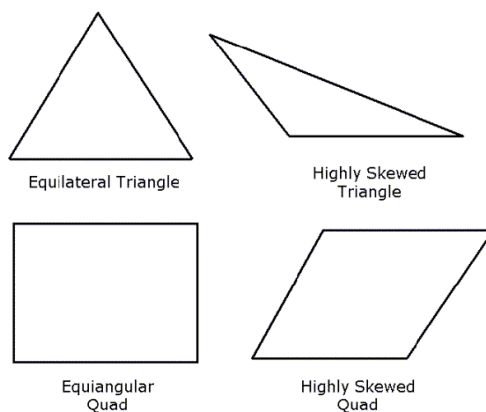


Figura 3.18 - Representação do parâmetro Skewness (Assimetria). [14]

Na tabela, em baixo, podem-se observar os valores esperados para uma célula com boa qualidade.

Tabela 3.3 - Valores esperados de qualidade para uma célula. [14]

Valor de Assimetria	Qualidade do Elemento
1	degenerado
0.9 - <1	mau
0.75 - 0.9	fraco
0.5 - 0.75	razoável
0.25 - 0.5	bom
>0 - 0.25	excelente
0	equilátero

Para um elemento próximo de um equilátero perfeito é possível obter resultados com maior rigor e precisão nas simulações numéricas.

Respetivamente ao parâmetro “*Orthogonal Quality*” (Qualidade Ortogonal), o intervalo de qualidade varia entre 0 a 1, onde o valor de zero é o pior caso e o valor de 1 é o melhor. A qualidade ortogonal para as células é calculada utilizando o vetor de faces normal e o vetor da célula ao centro com o centro de cada célula adjacentes.



### **3.13. Validação da operacionalidade com o *ANSYS Workbench***

Antes de ser possível iniciar um estudo recorrendo ao *ANSYS Workbench*, torna-se fundamental a validação do conhecimento adquirido na utilização do programa para o tipo de estudo que se pretende analisar.

Como o programa, por predefinição, controla automaticamente todas as variáveis e embora seja possível pelo utilizador defini-las caso este o pretenda fazer, estas definições geradas automaticamente nem sempre estão livres de estarem sujeitas a erros, pelo que numa fase inicial da abordagem ao tema, como é esta, torna-se necessário comparar os resultados obtidos pelo programa, num problema passível de ser resolvido analiticamente com os resultados analíticos.

Sendo assim, elabora-se um estudo de um exercício que seja válido para um problema de análise estrutural estático dentro do campo linear e ao nível das deformações, por ser a melhor abordagem ao dimensionamento estrutural do equipamento em análise, adequando-se, assim, aos objetivos da dissertação.

Apesar de o programa possuir um manual de verificação próprio, onde se encontram diferentes tipos de exercícios capazes de testar as diversas potencialidades do programa, opta-se por estudar três casos simples de mecânica dos materiais que possam ser encontrados em qualquer livro referente ao assunto.

Pretende-se assim, obter uma rápida integração com as funcionalidades do programa e ao mesmo tempo, comparar as diferenças entre o cálculo analítico e o obtido de forma aproximada numericamente, avaliando no final o erro encontrado entre os dois.

#### **3.13.1. Descrição do Problema**

Este exercício consiste em estudar duas barras de secção retangular, cujos diagramas de corpo livre estão apresentados na figura 3.19 e 3.20, bem como, as suas condições de fronteira e tipos de carregamentos.



Figura 3.19 – Caso 1 – Representação do primeiro caso de estudo e suas condições de fronteira.

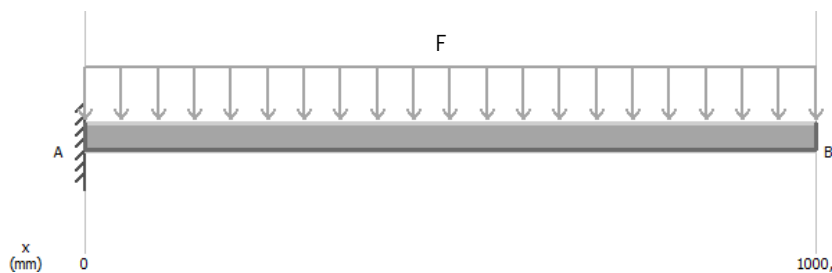


Figura 3.20 – Caso 2 – Representação do segundo caso de estudo e suas condições de fronteira.

No primeiro caso, a viga encontra-se encastrada numa das suas extremidades, enquanto na outra extremidade é exercida uma carga pontual ( $F$ ). Para o segundo caso, a barra encontra-se na mesma encastrada numa das suas extremidades, mas para este caso, a barra é carregada por uma carga uniformemente distribuída de carga ( $F$ ).

Para a resolução deste exercício é criada uma viga, ver figura 3.21, com um comprimento  $L = 1000 \text{ mm}$ , uma largura  $b = 30 \text{ mm}$  e uma altura  $h = 40 \text{ mm}$ . A carga ( $F$ ) para os dois casos é de 1 kN.

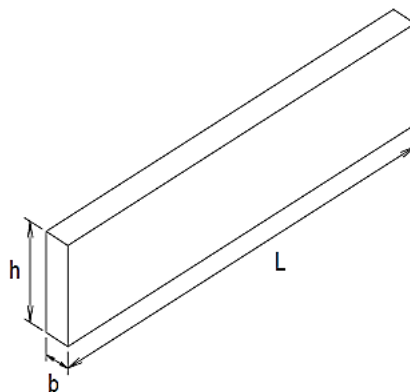


Figura 3.21 - Representação da barra utilizada para materializar a viga em estudo.

Relativamente às propriedades do material da barra estas são apresentadas na tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Propriedades do Material da Barra.

Material	Aço estrutural S275
Módulo de Elasticidade, $E$	210 GPa
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,28

### 3.13.2. Abordagem Analítica

Para a resolução analítica é necessário deduzir a equação da deformada, equação (20), para os dois casos, de modo a obter-se as equações da flecha como apresentadas nas tabelas 3.7 e 3.8. É também apresentada a equação utilizada para o cálculo da Tensão resultante da carga nas barras.

Tabela 3.5 - Representação das equações da deformada e tensão para o primeiro caso.


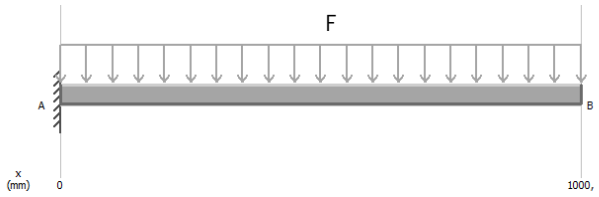
<b>Caso 1</b>	
	
Equação da Deformada	Equação da Tensão de Flexão
$y = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (33)$	$\sigma_{max} = \pm \frac{ M _{max}c}{I}$

Tabela 3.6 - Representação das equações da deformada e tensão para o segundo caso.

<b>Caso 2</b>	
	
Equação da Deformada	Equação da Tensão de Flexão
$y = -\frac{PL^3}{3EI}$	$\sigma_{max} = \pm \frac{ M _{max}c}{I}$

O primeiro passo, que é comum aos dois casos, é o cálculo do momento de inércia, através da equação 34.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (34)$$

e por substituição,

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{1}{12} \times (30 \times 10^{-3}) \times (40 \times 10^{-3})^3 = 1,6 \times 10^{-7} m^4$$

O segundo passo é a resolução da equação da deformada, com a substituição dos valores já conhecidos nas equações 30, 31.

### **a) Caso 1**

No primeiro caso, o valor máximo da flecha encontra-se na extremidade onde a carga é aplicada.

Sendo:

$$y = -\frac{PL^3}{3EI} = -\frac{1 \times 10^3 \times 1^3}{3 \times 210 \times 10^9 \times 1,6 \times 10^{-7}} = -0,00992 \text{ m} = -9,92 \text{ mm}$$

O valor máximo para a tensão de flexão, é:

$$\sigma = -\frac{Mc}{I} = -\frac{(1000 \times 1) \times 0,020}{1,6 \times 10^{-7}} = 125 \text{ MPa}$$

### **b) Caso 2**

Relativamente ao segundo caso, o valor da flecha máxima que também se apresenta na extremidade, é:

$$y = -\frac{PL^4}{8EI} = -\frac{1 \times 10^3 \times 1^4}{8 \times 210 \times 10^9 \times 1,6 \times 10^{-7}} = 0,00372 \text{ m} = -3,72 \text{ mm}$$

Sendo, a tensão de flexão, de:

$$\sigma = -\frac{Mc}{I} = -\frac{(1000 \times 0,5) \times 0,020}{1,6 \times 10^{-7}} = 6,25 \text{ MPa}$$

Com os valores obtidos para ambos os casos, segue-se o passo seguinte de reproduzir os mesmos exercícios no programa de elementos finitos, *ANSYS Workbench*.

### 3.13.3. Simulação numérica do problema

Para dar início à simulação numérica no ambiente gráfico é necessário selecionar o tipo de análise que se pretende realizar, que no caso é o “*Static Structural*”. Seguidamente introduz-se as propriedades do material isotrópico do aço S275 JR no módulo “*Engineering Data*” (Dados de Engenharia), como ilustrado na figura 3.22.

Dentro do módulo “*Engineering Data*” são introduzidos o Módulo de Elasticidade, o Coeficiente de Poisson e a Densidade. Embora o Coeficiente de Poisson e densidade não sejam necessários para este exercício, opta-se por introduzir para o trabalho posterior no decorrer da dissertação.

Após a introdução do material e das suas propriedades, procede-se ao desenho da barra na opção “*Geometry*” (Geometria) e abrindo o módulo “*Design Modeler*” (Modelador de desenho) é possível desenhar facilmente a geometria pretendida.

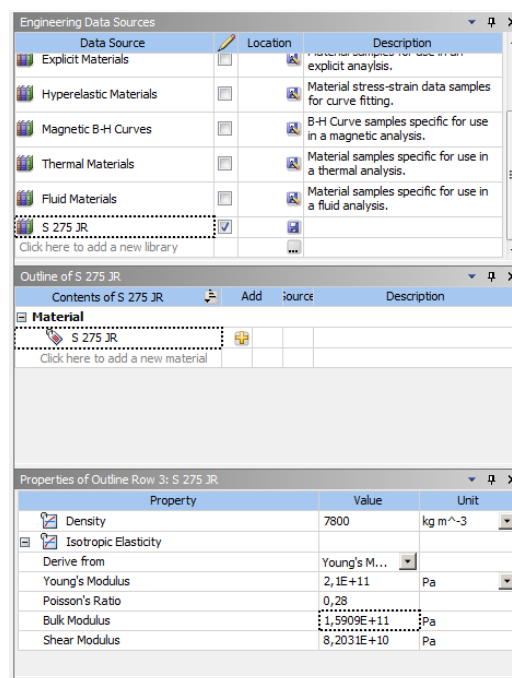


Figura 3.22 – Configuração do Material S275 JR.

Opta-se por desenhar a geometria no próprio programa por se tratar de uma geometria simples. Embora seja possível importar modelos a partir de outros programas de desenho, CAD, deve-se sempre que possível usar o módulo “*Design Modeler*” de modo a eliminar futuras

incompatibilidades, como por exemplo, problemas de contactos gerados devido à importação da informação. Esta decisão também se reflete no tempo de processamento, uma vez que a geometria sendo interna, é reconhecida pelo programa deixando de ter problemas relacionados com formas diferentes da criação da geometria do problema.

Estando o material definido e a geometria desenhada, segue-se o passo seguinte, que consiste na geração da malha, aplicação do tipo de ações a serem aplicadas e a escolha dos resultados a obter, entre outros. Estas opções são executadas dentro do módulo “*Mechanical*” (Mecânico).

O elemento de malha que se pretende utilizar para os três casos, é o elemento *SOLID 186*, uma vez que, neste trabalho, o mesmo será usado posteriormente para o estudo da estrutura da máquina-ferramenta, guilhotina.

Para se definir as condições de fronteira, seleciona-se a face que se pretende definir e escolhe-se a opção “*Fixed Support*” (Suporte fixo) para a face encastrada ou “*Force*” (Força) para aplicar no ponto escolhido, como demonstrado para o caso 2 na figura 3.23.

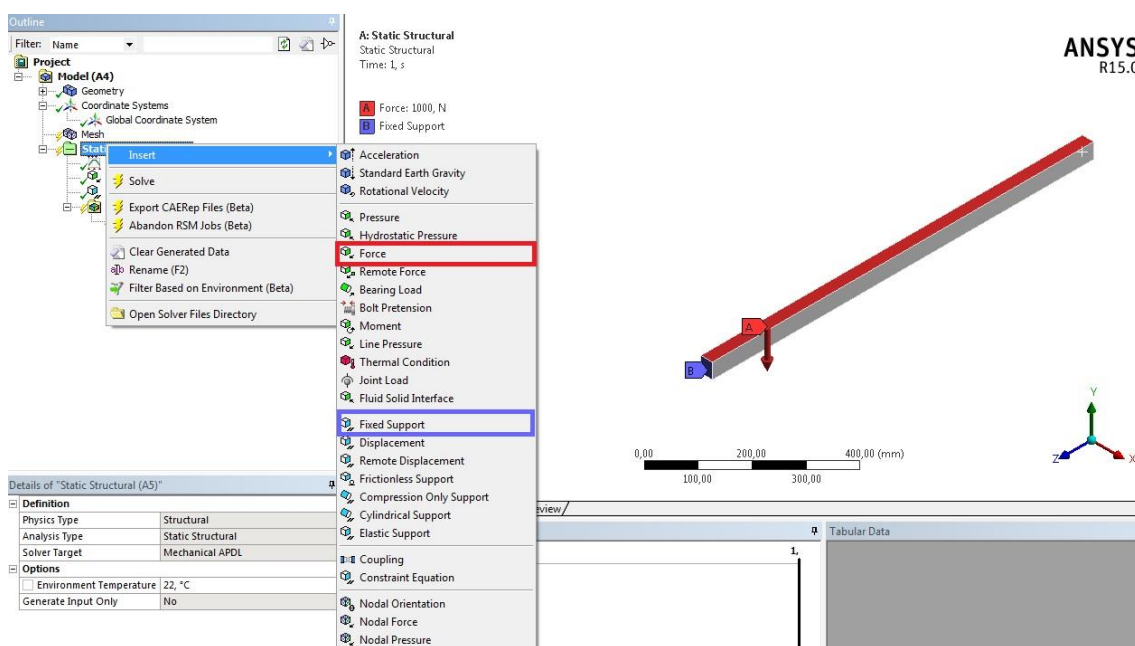


Figura 3.23- Exemplificação das opções a selecionar para as condições de fronteira para o caso 2.

O resultado que se pretende verificar na barra é o “*Total Deformation*” (Deformação total) para a Deformação e o “*Equivalent (Von Mises)*” (Equivalente) para a Tensão, sendo definidos em “*Solution*” (Solução).

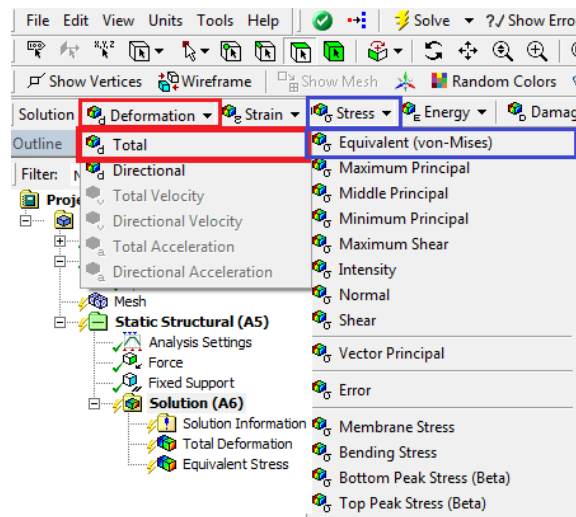


Figura 3.24 - Exemplificação das opções a selecionar para os resultados a analisar.

Todas as restantes opções presentes definidas automaticamente pelo programa ("*Program Controlled*"), são passíveis de serem alteradas manualmente.

### 3.13.3.1. Primeira fase de validação – Definição da malha

Com as condições de fronteira acima estabelecidas para cada caso e com o material aço *S275 JR* selecionado para a barra, inicia-se a primeira fase de testes. As restantes opções quer de malha ou de elemento, são predefinidas pelo programa.

#### a) Primeira simulação – “Primeira Fase de Validação”

Através das definições acima estabelecidas, é gerada a malha que é predefinida pelo programa com a opção de "*Coarse*" (grossa), como mostra a figura 3.25, tratando-se de uma malha com 621 nós e 64 elementos, o que se traduz numa malha pouco refinada, portanto, "grosseira".

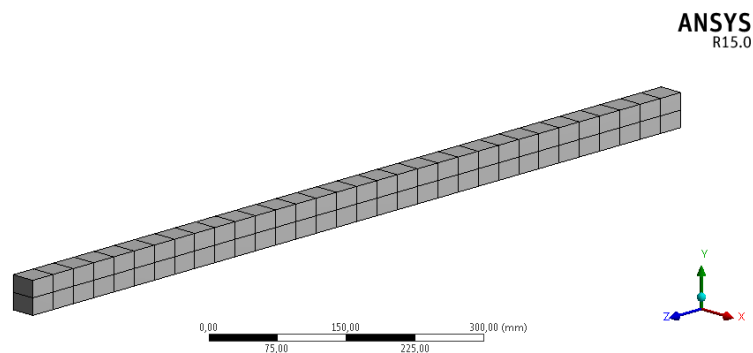


Figura 3.25 - Representação da Malha gerada na opção "Coarse" (grossa).

Os resultados obtidos, para as definições escolhidas, estão presentes na tabela 3.9.

Tabela 3.7 - Comparação de resultados da primeira simulação - primeira fase de validação.

Casos	Força Aplicada (N)	Resultados				Erro (%)	
		Analítico		Numérico			
		Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)	Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)	Deformação/ Tensão	
1	1 000	9,92	125	9,906	127,7	0,14	2
2	1 000	3,72	62,5	3,71	61,9	0,26	0,96

Verifica-se um erro de 0,14% e 0,26%, ao nível da deformação, para ambos os casos, considerando-se válido por ser expectável existir um ligeiro erro entre o programa e o analítico em termos de deformações. Em casos parecidos de estudos de validação dentro do programa *ANSYS*, também se encontram valores com um ligeiro erro, como os seguintes casos de estudo: VMMECH011, VMMECH018 e VMMECH019. Ao nível da tensão obtida, verifica-se um erro de 2% e aproximadamente 1%.

De modo a obter um valor inferior que se aproxime da solução pretendida, considera-se uma segunda simulação com a alteração do parâmetro da definição do tamanho da malha.

#### b) Segunda simulação – “Primeira Fase de Validação”

Após os resultados da primeira simulação, opta-se por variar a malha de “*Coarse*” (grossa) para “*Fine*” (Fina), passando a conter, para esta segunda simulação, 3904 nós e 621 elementos. A figura 3.21 ilustra, uma malha mais preenchida, ou seja, com maior número de elementos em relação à primeira.

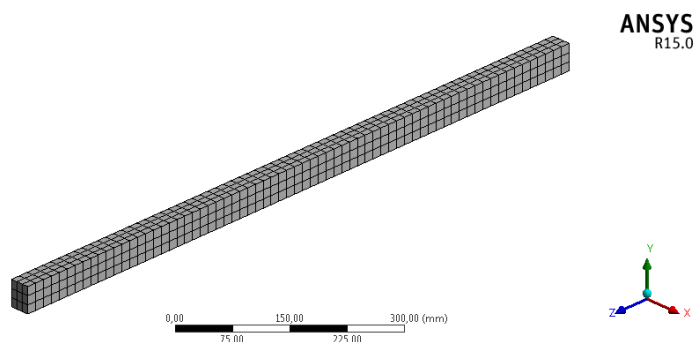


Figura 3.26 - Representação da Malha gerada na opção "Fine" (fina).



As restantes opções permanecem predefinidas por defeito, sendo os resultados obtidos para a nova malha apresentados na tabela 3.10.

Tabela 3.8 - Comparação de resultados da segunda simulação - primeira fase de validação.

Casos	Força Aplicada (N)	Resultados				Erro (%) Deformação /Tensão	
		Analítico		Numérico			
		Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)	Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)		
1	1 000	9,92	125	9,91	129	0,1	3,1
2	1 000	3,72	62,5	3,71	64,1	0,26	2,4

Verifica-se um aumento percentual para os dois casos, o que se traduz num aumento de erro face à primeira simulação. Embora, a deformação no segundo caso se mantenha constante.

### 3.13.3.2. Segunda Fase de Validação – Definição dos elementos

Após variar o tamanho da malha na primeira fase de validação, opta-se por alterar algumas opções predefinidas pelo programa nesta segunda fase de validação. Na figura 3.27, 3.28, e 3.29 estão presentes as opções que foram alteradas, sendo escolhidas após a realização de alguns testes, que introduziram diferenças significativas em cada caso. Para esta segunda fase de validação, para além das alterações mostradas neste tópico mantém-se a opção da malha anterior, em “*Fine*” (Fina).

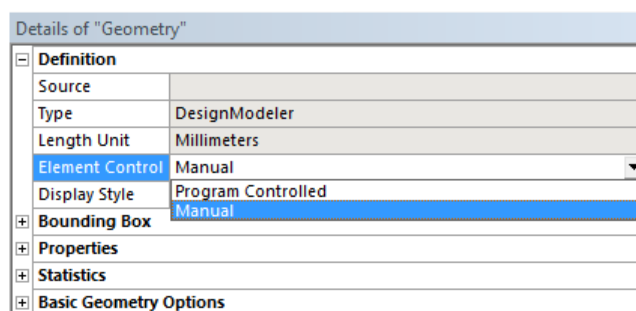


Figura 3.27 - Caixa "Element Control" no menu Geometry.

De modo a poder alterar o tipo de integração dos elementos, como mostrado no caso da figura 3.27, é necessário alterar a opção “*Element Control*” (Controle do elemento) para manual. A caixa “*Element Control*” encontra-se no menu “*Geometry*” (Geometria) dentro do submenu “*Definition*” (Definição).

Ao ativar esta opção, para “Manual” dá origem a uma nova opção no menu “*Solid*” (Sólido). No submenu “definição” aparece uma caixa “*Brick Integration Scheme*” (Esquema de

integração dos elementos), onde se pode optar pelas opções “*Full*” (Total) ou “*Reduced*” (Reduzida), como ilustrado na figura 3.28.

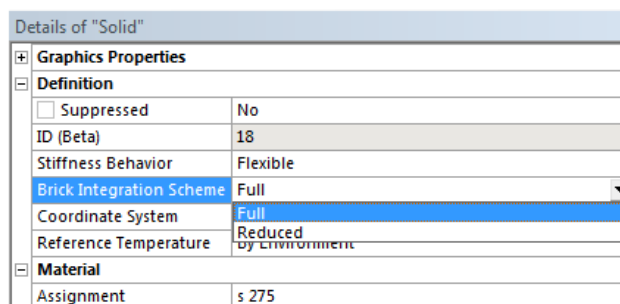


Figura 3.28 - Caixa "Brick Integration Scheme" no menu Solid.

Esta opção permite uma melhor definição do elemento, ou seja, esta opção aumenta o número de pontos onde é executada a análise de tensões e extensões. Ao selecionar a opção “*Full*” (Total), a definição do elemento passa a ser maior, pois apresenta uma maior densidade de pontos onde são efetuados cálculos, tornando o elemento com maior capacidade.

Os testes realizados com a opção “*Reduced*” (reduzida), não verificam as alterações pretendidas nos resultados obtidos, de modo a conseguir-se reduzir o erro para cada caso. Pelo que se opta por alterar outros parâmetros.

A opção presente na figura 3.29 é selecionada dentro do menu “*Mesh*” (Malha) na opção “*Advanced*” (Avançado) através da caixa “*Element Midside Nodes*”. Esta opção permite que o utilizador possa escolher num elemento, por exemplo, se pretende que o *SOLID 186*, tenha 20 nós (*Kept*) ou seja convertido para 8 nós (*Dropped*).

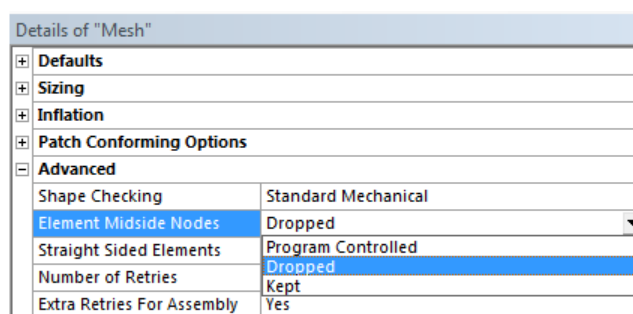


Figura 3.29 - Caixa "Mesh" no menu Element Midside Nodes.

O parâmetro “*Element Midside Nodes*” é definido automaticamente pelo programa “*Program Controlled*”, de acordo com o tipo de estrutura ou análise. O programa ao correr as simulações, define como opção “*Dropped*” os corpos sólidos ou modelos 2D e para modelos complexos define a opção “*Kept*”.

A opção “*Dropped*” remove todos os pontos do meio das arestas. Um exemplo para um corpo sólido é mostrado na figura 3.30.

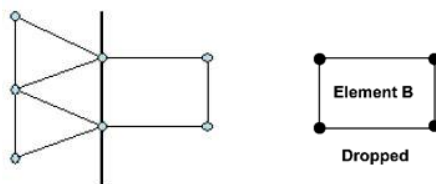


Figura 3.30 - Exemplo a representação dos pontos para o caso da opção “Dropped”. [15]

A opção “*Kept*” retém todos os nós no meio das arestas, como pode ser visto na figura 3.31.

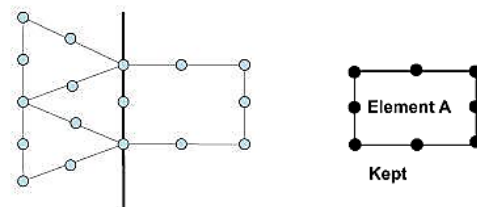


Figura 3.31 - Exemplo a representação dos pontos para o caso da opção “Kept”. [15]

Segundo o estudo do autor Joe Woodward, descrito na referência [16], para casos com elementos hexaédricos, para corpos sólidos, a opção “*dropped*”, ou seja, 8 nós por elemento, torna-se igualmente eficaz como com os 20 nós por elemento da opção “*Kept*”. A vantagem em utilizar 8 nós, é o tempo de processamento que se torna menor, uma vez que recorre a menos integrações para obter os mesmos valores, embora em peças com fronteiras curvilíneas deve-se utilizar os 20 nós.

Em relação a casos de elementos tetraédricos, usados em geometrias mais complexas, a opção “*Kept*”, segundo o autor, é necessária para prever apropriadamente as tensões.

Para a segunda fase de validação é escolhido a opção “*Dropped*”, apresentando piores resultados que a opção “*Kept*”.

### a) Primeira simulação – “Segunda Fase de Validação”

Desta forma, com base no que foi referido anteriormente, para esta simulação opta-se por considerar a opção manual em “*full*” e a opção “*Kept*”, mantendo-se a malha “*fine*” (Fina) igual à segunda fase de validação. Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela 3.11.

Tabela 3.9 - Comparação de resultados da primeira simulação - segunda fase de validação.

Casos	Força Aplicada (N)	Resultados				Erro (%) Deformação /Tensão	
		Analítico		Numérico			
		Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)	Deformação equivalente (mm)	Tensão (MPa)		
1	1 000	9,92	125	9,91	125,5	0,1	0,4
2	1 000	3,72	62,5	3,71	62,2	0,26	0,4

Para esta última simulação, verifica-se que os resultados obtidos são muito próximos aos obtidos analiticamente. Com as novas configurações, constata-se uma melhoria para ambos os casos 1 e 2.

Com a opção em “Full” selecionada, obtêm-se melhores resultados para ambos os casos, ao nível das tensões, visto que cada elemento tem mais pontos de integração e uma melhor definição para o cálculo, reproduzindo assim melhor o comportamento da viga à deformação e tensão.

### 3.13.3.3. Discussão de resultados

A validação do programa para os dois casos demonstra ser um exemplo clássico de que nem sempre, um maior refinamento de malha conduz a resultados melhores e nem sempre o mesmo tipo de configuração é aplicável aos mesmos casos, sendo importante analisar cada caso individualmente de modo a permitir obter resultados com um certo grau de confiança.

Como é verificado, em todas as análises realizadas, a alteração da definição de malha e de elemento tem uma enorme influência nos resultados, mas é necessário que as análises sejam alteradas de forma a retratar os valores espectáveis. Já em relação ao comportamento à deformação, este vai de encontro ao esperado, bem como as tensões expectáveis.

Desta forma, os resultados que mais se aproximam da análise analítica são os resultados obtidos na segunda fase de validação.

Tendo em conta os resultados obtidos, no programa *ANSYS Workbench*, considera-se que a validação foi realizada com sucesso.

Em suma, este tipo de exercícios é importante para que o utilizador saiba o tipo de modificações que deve realizar consoante o estudo que pretende, bem como a assimilação de conceitos e passos a dar no programa de modo a diminuir erros relacionados com incapacidades do programa. Este tipo de estudos permite ao utilizador familiarizar-se com as funcionalidades do programa. O conhecimento adquirido neste estudo serve de auxílio para o trabalho posterior a ser realizado na dissertação.

### **3.14. Análise Dinâmica**

Cada objeto material com uma geometria definida e com capacidade de vibrar, tem uma ou mais frequências características, ou por outras palavras, frequências que mais gostam de “*vibrar*”, chamadas de frequências naturais de vibração se considerado livre no espaço.

A ação do corte de uma chapa metálica produz determinadas frequências de vibração, que podem excitar a estrutura da máquina-ferramenta. No caso de coincidirem com as frequências naturais da própria estrutura ou dos respetivos componentes que a constituem, podem originar o fenómeno de ressonância.

Este fenómeno acontece devido à estrutura ser excitada por agentes externos que coincidem com uma das suas frequências naturais, levando a estrutura a vibrar nessa frequência a uma amplitude amplificada provocando anomalias na máquina ou nos produtos a fabricar.

Um dos problemas a ter em conta no projeto de uma estrutura de uma máquina-ferramenta é a vibração excessiva, que poderá até originar a sua própria rutura. Então, a determinação das frequências naturais e os seus respetivos modos de vibração constituem um parâmetro de importante relevância no projeto de estruturas de máquinas-ferramentas para as condições de carregamento dinâmico.

#### **3.14.1. Análise Modal**

A análise modal é uma técnica experimental que permite obter o comportamento dinâmico de uma estrutura e constitui uma indicação de como a mesma responde a uma excitação externa variável no tempo.

A partir da análise de vibração livre, onde a estrutura vibra livremente, sem a atuação de forças externas, podem-se extrair parâmetros modais tais como as frequências naturais e respectivos modos de vibração.

As frequências naturais são os parâmetros modais que indicam as propriedades de oscilação da estrutura, após a extensão da força externa que provocou o seu movimento. Por outras palavras, representa o quanto a estrutura vibra quando não há sobre a mesma forças aplicadas. Das propriedades modais a frequência é função direta da rigidez, e inversa da massa da estrutura, sendo designada por um número real positivo, e cuja unidade mais comum é o *Hertz* (Hz). Toda a estrutura ou objeto possui diversas frequências naturais que podem vibrar livremente em qualquer direção. A primeira frequência natural sendo a menor entre todas é a mais importante, e designa-se por frequência fundamental, onde o seu modo de vibração poderá ser de torção ou flexão.

Relativamente aos modos de vibração, estes são as configurações ou formas como o sistema pode oscilar, mantendo-se constante a relação entre os deslocamentos dos diversos pontos da estrutura. Para cada frequência natural existe um modo de vibração específico, constituindo um par inseparável.

As frequências naturais e os modos de vibração de um sistema podem ser determinados analiticamente, ou seja, pela via teórica, ou por análise numérica recorrendo a elementos finitos. Para a obtenção do modelo modal não amortecido, com N graus de liberdade as equações diferenciais do movimento podem ser escritas pela seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (35)$$

Onde,  $[M]$  é a matriz de massa,  $[K]$  é a matriz de rigidez,  $\{\ddot{x}\}$  é o vetor aceleração e  $\{x\}$  o vetor de posição. [17] A equação (36), obtida a partir da equação (35) explicita os parâmetros modais.

$$([K] - w^2[M])\{x(w)\} = 0 \quad (36)$$

Em que  $w^2$  representa as frequências naturais e  $\{x(w)\}$  representa os modos de vibração do sistema dinâmico.

Assim, para o presente trabalho, recorre-se à análise dinâmica por meio de elementos finitos, através do programa *ANSYS*, com o intuito de determinar as frequências naturais da estrutura e os respectivos modos de vibração, de modo a avaliar e comparar com as futuras características dinâmicas das soluções propostas.

### 3.15. Otimização Estrutural

Maxwell, em 1872, foi um dos pioneiros a resolver problemas de otimização estrutural, quando decidiu otimizar uma ponte onde fosse possível utilizar a menor quantidade de material e ao mesmo tempo, fosse funcional. O conceito usado, por Maxwell, consistia essencialmente em determinar as direções das tensões principais, através da teoria da elasticidade, para um dado domínio numa estrutura sujeita a uma carga e a restrições de deslocamento em outros pontos. Obtidas as direções principais, Maxwell propôs para esse domínio uma estrutura formada por elementos de barras (treliça), onde cada barra (elemento de treliça) estivesse orientada segundo as direções principais de tensão calculadas no domínio. Ou seja, a estrutura ótima, onde o material fosse melhor aproveitado, seria aquela em que os elementos estariam sujeitos apenas a tração e compressão, e não a momentos fletores. [18]

Em 1904, esta ideia foi retomada por Michell, onde decidiu estudar a otimização estrutural para vários projetos. Na figura 3.32, é apresentado um exemplo de um caso de estudo estrutural de treliças obtidas por Michell.

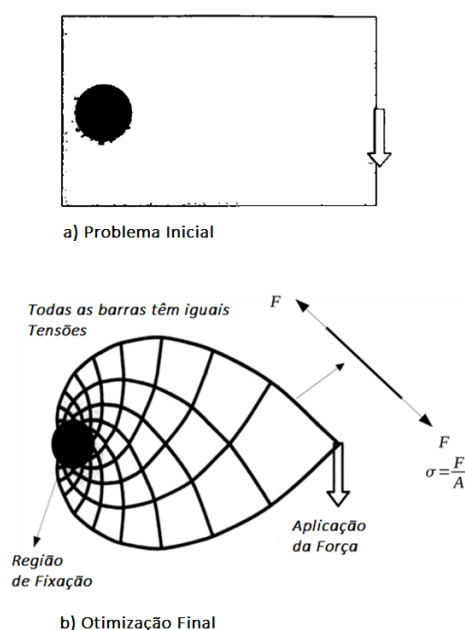


Figura 3.32 - Exemplo de um problema proposto por Michell. [18]

Contudo, após os resultados de Michell em 1904, não houve praticamente evolução na otimização estrutural até à década de 60, embora, com a introdução e aparecimento dos computadores e posteriormente o método de elementos finitos, surgiram outras novas técnicas de otimização que passaram a ser incluídas em programas comerciais, tal como no programa ANSYS. A otimização encontra-se hoje em dia, em vários campos de engenharia, como por exemplo, estrutural, mecânica, fluídos, etc.

Para determinar uma solução de otimização estrutural são necessários alguns conceitos básicos de otimização, sendo que um problema é definido da seguinte forma: [19,20]

- Função objetivo (*Objective function*): está relacionada com a grandeza de maximizar ou minimizar um parâmetro. Este pode ser, por exemplo, a rigidez de uma estrutura, o volume da peça, a frequência de uma estrutura, os custos, a massa, entre outros;
- Variáveis de projeto (*Design variables*): são parâmetros que podem ser alterados durante o processo de otimização. Estes podem ser atribuídos, como por exemplo, às dimensões de uma peça ou às propriedades dos materiais. O projetista tem de identificar as variáveis de acordo com o objetivo em causa;
- Variáveis de estado (*State variables*): são limites à solução. Através destas variáveis, é possível garantir a admissibilidade e fiabilidade da solução. Podem ser os valores mínimos e máximos para deslocamentos, tensões, deformações, força num dado ponto da peça, entre outros.

De uma forma geral, um problema de otimização estrutural, comum, adquire a seguinte forma [19]:

$$\text{Otimização Estrutural} \left\{ \begin{array}{l} \text{minizar } f(x, y) \\ \text{sujeito a } \left\{ \begin{array}{l} \text{restrições de comportamento em } y \\ \text{restrições de dimensionamento em } x \\ \text{restrições de equilíbrio} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Pretende-se, então, minimizar uma função objetivo, onde as variáveis de função sejam as de projeto ( $x$ ) e de estado ( $y$ ) que ficam sujeitas a determinadas restrições. Estas permitem assim definir o domínio das variáveis em causa.



### 3.15.1. Tipos de Otimização Estrutural

Existem três tipos de otimização, onde é possível determinar uma solução ótima, para resolver um dado problema, sendo [18]:

- *Otimização paramétrica (Sizing Optimization)*: Neste tipo de otimização, e de uma forma geral, a estrutura não é modificada, apenas no projeto são alteradas as variáveis escolhidas que caracterizam a geometria da estrutura, como por exemplo, a espessura, altura ou comprimento, sendo o objetivo principal encontrar a secção ótima para cada elemento de uma barra (treliça). O intuito é determinar os valores ótimos das secções de cada elemento da barra (treliça). Esta otimização apenas altera as secções dos elementos mantendo a forma da estrutura, pelo que, as variáveis do problema são definidas logo no início do processo. Um exemplo deste tipo de otimização é ilustrado na figura 3.33 (a);
- *Otimização de forma (Shape Optimization)*: O objetivo neste tipo de otimização, é determinar os parâmetros ótimos das curvas que definem os contornos da estrutura. Os contornos externos, neste tipo de otimização, são parametrizados por curvas splines e as variáveis de projeto, são os parâmetros que definem estas curvas. Logo, uma estrutura ótima é aquela, que minimiza a flexibilidade para a restrição do material considerado. Na figura 3.33 (b), é possível observar que os contornos da estrutura são alterados.
- *Otimização de topologia (Topology Optimization)*: A otimização por topologia, é considerado para estruturas discretas e contínuas. No caso das estruturas discretas como treliças, procura-se obter a ordem espacial dos elementos. No caso das estruturas contínuas, o objetivo principal é determinar a melhor localização e geometria das cavidades do seu domínio. O processo de otimização procura encontrar a topologia da estrutura, determinando a melhor distribuição das tensões ao longo da estrutura, determinando em cada ponto do seu domínio se deve ou não haver material, que é corrente ser representado por elementos sólidos e elementos vazios. Este aspeto permite que a estrutura mantenha o mesmo valor de tensões igual, levando ao aumento da resistência e diminuição da massa. Este processo de otimização, comparativamente aos anteriores, é o que resulta na maior remoção de material na estrutura, como ilustrado na Figura 3.33 (c).

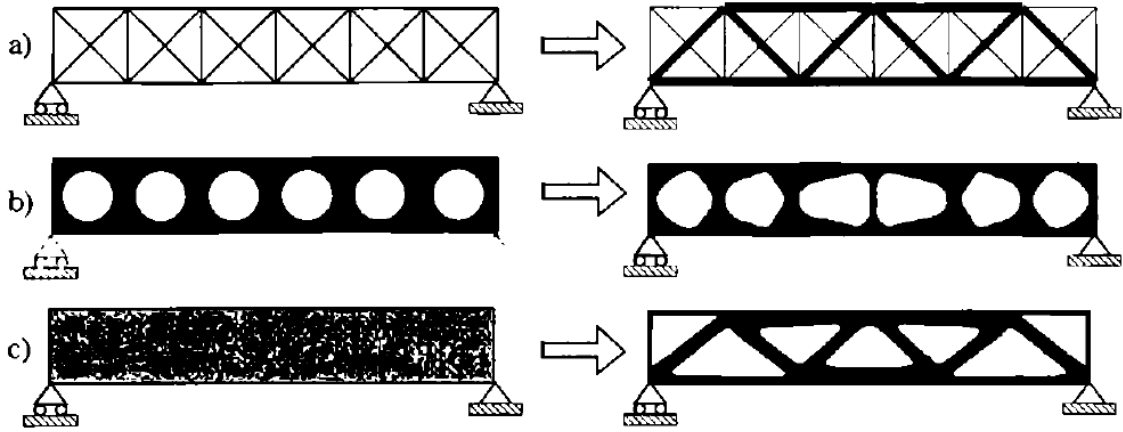


Figura 3.33 - Três tipos de otimização estrutural: a) otimização paramétrica de uma treliça, b) otimização de forma, c) otimização topológica. [18]

### 3.15.2. Processo de Evolução na Otimização

Neste capítulo, é apresentado um resumo da evolução de um processo de otimização. Através de uma análise numérica, recorrendo-se ao método dos elementos finitos, é possível determinar-se o nível de tensões existentes numa estrutura. Um indicador do uso ineficiente de um material é quando este possui valores baixos de tensões ou extensões em algumas zonas da estrutura. Desta forma, torna-se possível obter um critério de rejeição baseado nos níveis de tensões locais. Assim, quando existem elementos com tensões baixas, assume-se que estes estão a ser subutilizados, deste modo, os elementos acabam por ser removidos da malha dos elementos finitos [21]. Para isso, recorre-se frequentemente ao critério de von Mises ( $\sigma_{eq}$ ), no caso de estado plano, para determinar se cada elemento analisado deve ou não ser removido.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Sendo,  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$  as tensões normais segundo a direção  $x$  e  $y$  e  $\tau_{xy}$  correspondente à tensão de corte. De modo a ser possível identificar qual ou quais os elementos que têm de ser removidos, estes são determinados através da comparação das tensões de Von Mises do elemento  $\sigma_e^{eq}$  com a máxima tensão de Von Mises instalada em toda a estrutura  $\sigma_{m\acute{a}x}^{eq}$ . No fim de cada análise numérica, são removidos todos os elementos que satisfaçam a seguinte condição da equação 31.

$$\frac{\sigma_e^{eq}}{\sigma_{m\acute{a}x}^{eq}} < RR_i \quad (37)$$

Onde,  $RR_i$  (Rejection Ratio) representa o critério de rejeição associado à iteração  $i$ , que por sua vez, também está associado ao número da evolução. Após cada rotina (ciclo) de análises, a malha é atualizada devido à remoção de elementos, voltando-se a correr de novo uma nova análise. Este processo é repetido até que o valor de  $RR_i$  convergir para um estado de equilíbrio, ou seja, chegar a uma solução final quando já não existir mais elementos que devam ser eliminados para o valor  $RR_i$  adotado para cada iteração  $i$ . Assim, o processo de evolução da estrutura em estudo evolui até atingir uma solução ótima. O processo de evolução pode-se resumir da seguinte forma [21]:

- 1- Discretizar a estrutura através de uma boa malha de elementos finitos;
- 2- Realizar uma análise elástica de elementos finitos;
- 3- Remover os elementos que satisfaçam a equação 2 (equação do  $< Rr_i$ ) ;
- 4- Aumentar o  $RR_i$  caso seja atingido um estado de equilíbrio, de forma a refinar a otimização;
- 5- Repetir os passos 2 a 4 até se chegar a uma solução ou objetivo ótimo.

Para uma melhor compreensão destes conceitos de otimização, apresenta-se, na figura 3.29, um diagrama ilustrando o processo de otimização realizado pelo *ANSYS*. O programa considera valores pré-definidos para executar este processo. Assim para o presente trabalho, recorre-se à análise de otimização por meio do processo de forma (*Shape Optimization*), de modo a diminuir a massa através da otimização dos cutelos superiores da estrutura da máquina-ferramenta.

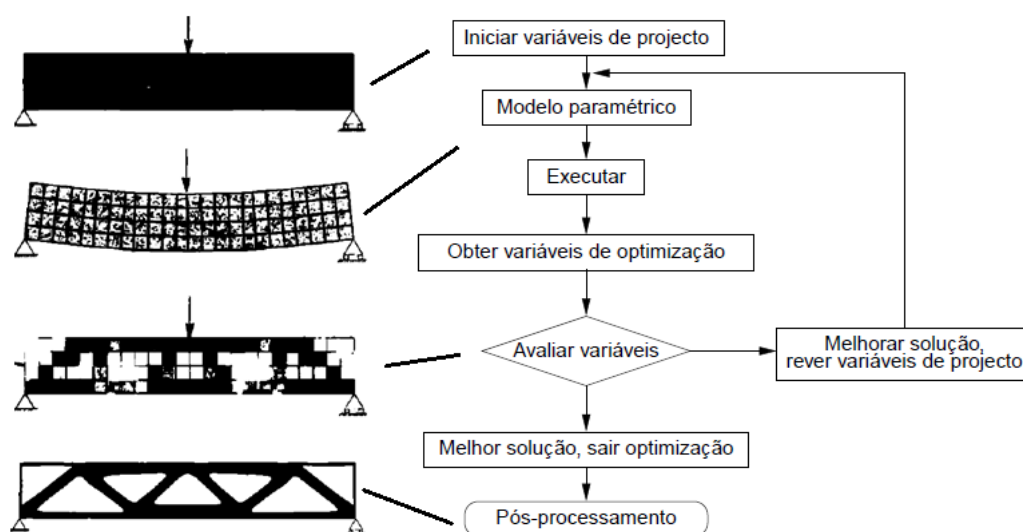


Figura 3.34 - Ilustração das etapas de procedimento para a obtenção da solução otimizada. [18, 22]

## **4. CASO DE ESTUDO**



O principal objetivo deste capítulo é conhecer os deslocamentos da estrutura em pontos específicos, de modo a comparar com os valores obtidos na análise experimental. Assim é possível ter um ponto de comparação e partida para a otimização do caso de estudo.

Numa primeira fase, determina-se e calcula-se as forças que atuam na estrutura durante o processo de corte, de modo a ser possível de retratar e obter, por simulação numérica, o comportamento mecânico da estrutura original.

Numa segunda fase, é realizada uma análise dinâmica para conhecer as frequências naturais e os modos de vibração da estrutura.

Na terceira fase, comparam-se os resultados obtidos numericamente com os obtidos experimentalmente, avaliando-se o erro encontrado.

Por último, é realizada uma verificação aos parâmetros da máquina-ferramenta, como por exemplo, a espessura máxima da chapa a cortar, a potência requerida, etc. Como se trata de um estudo que não é objetivo deste trabalho, o mesmo é apresentado no ANEXO A.

#### 4.1. Determinação das Forças Envolvidas na Estrutura Original

A figura 4.1 representa todas as forças a determinar, que atuam na estrutura, no momento em que o corte é realizado na posição central da estrutura.

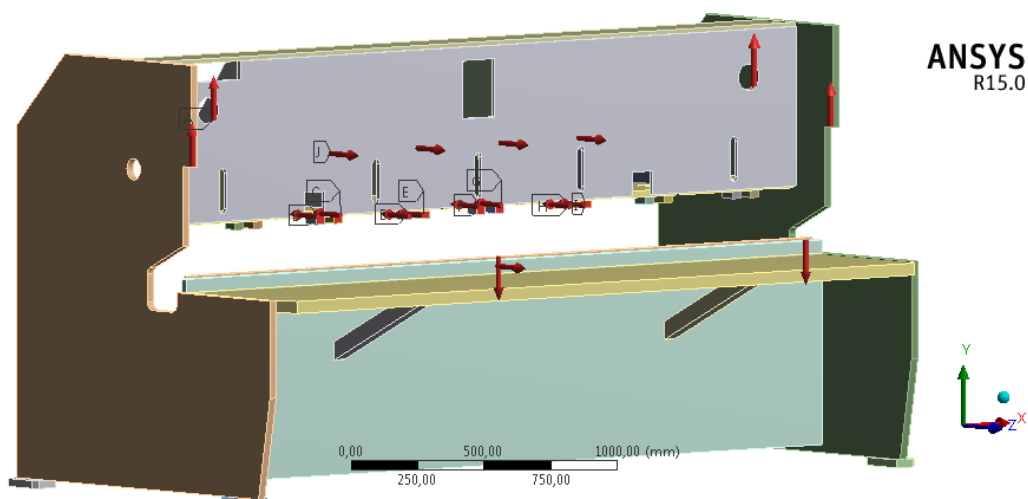


Figura 4.1 - Representação das forças envolvidas na estrutura durante o corte.

O primeiro passo consiste em definir as considerações iniciais da máquina como, por exemplo, descobrir a posição do corte mais crítica (ao centro ou próximo dos montantes), a

distância entre montantes (uma vez que o modelo fornecido contém diferentes dimensões) e o tipo de aço (aço macio ou inox) a ser utilizado para o presente estudo.

#### 4.1.1. Considerações Iniciais

As considerações iniciais, para se iniciar a realização deste trabalho, são apresentadas em seguida:

- Utilização de uma Chapa de 3 metros e Espessura de 6 mm (caso mais crítico de corte);
- Carga ao centro e carga a 352 mm do montante esquerdo (De modo, a avaliar qual o caso mais crítico que ocorre na estrutura durante o corte);
- Escolha pelo Aço Macio de  $45 \text{ kg/mm}^2$ ;
- Comprimento entre montantes,  $L = 3098 \text{ mm}$ .
- Força do calcador: 1 *Calcador* = 700 kgf

#### 4.1.2. Cálculo Analítico

Neste estudo, considera-se a máquina dividida nos seus componentes que contribuem e absorvem os esforços provocados pelo corte da chapa, nomeadamente a Placa Frontal Exterior, o Suporte da Lâmina Inferior e o Suporte dos Rolamentos.

##### 4.1.2.1. Placa Frontal Exterior

Como ilustrado na figura 4.2, é necessário descobrir a força que os hidráulicos exercem, representados pelas letras A e D, e as reações nas faces dos montantes da estrutura, representados pelas letras B e C. Estas forças estão relacionadas diretamente com a Placa Frontal Exterior, como pode ser visto na figura 4.3.

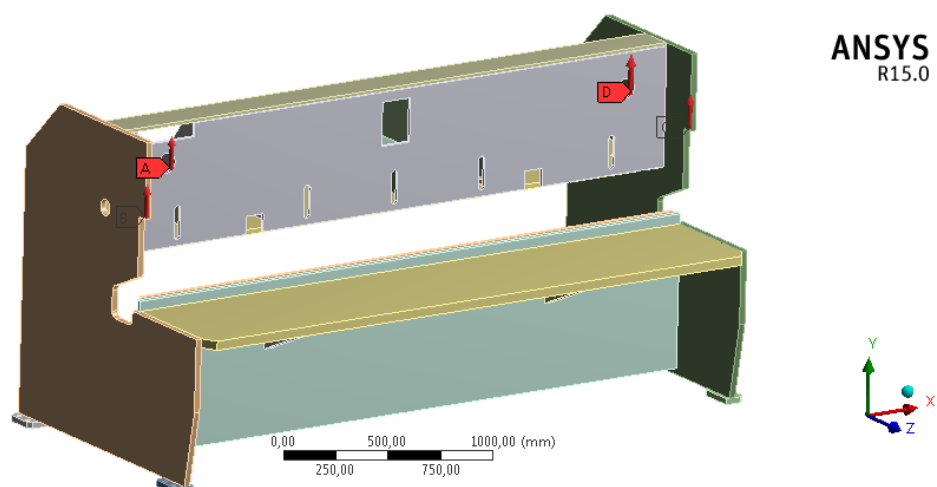


Figura 4.2 - Representação das forças dos Hidráulicos e nas faces dos Montantes.

Para isso, o primeiro passo consiste no cálculo das reações da Placa Frontal Exterior que contém os dois hidráulicos mais os dezassete calcadores distribuídos ao longo do comprimento da estrutura.

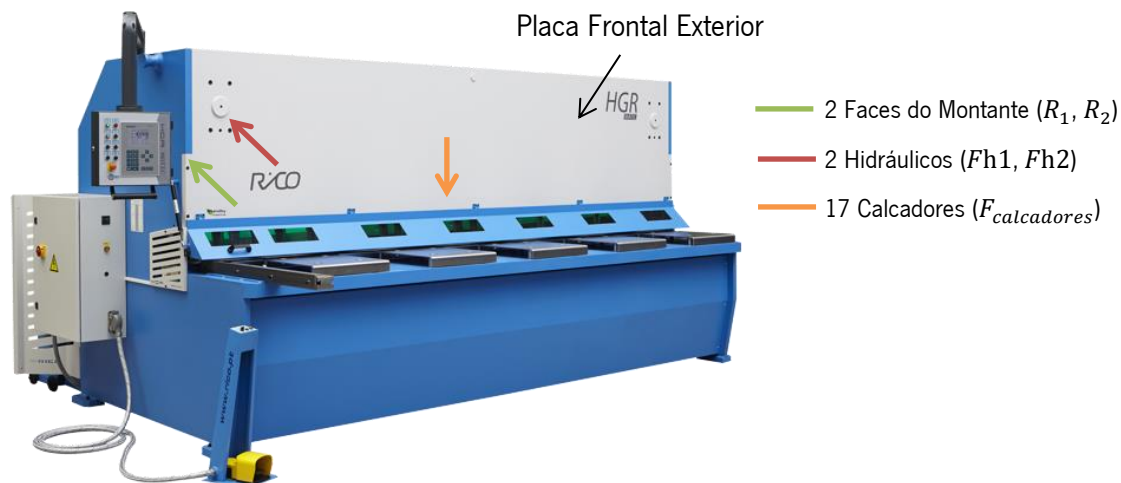


Figura 4.3 - Representação dos hidráulicos que atuam na estrutura.

Com este passo ficam-se a conhecer os esforços que envolvem a peça como: as reações que atuam nas faces dos dois montantes, a força que os hidráulicos estão a aplicar quer na placa frontal exterior quer na própria estrutura, bem como a força que os calcadores hidráulicos estão a exercer, como indicado, pela seta verde, vermelha e laranja, respetivamente, na figura 4.3.

Recorre-se ao diagrama de corpo livre, figura 4.4, para uma melhor interpretação do problema.

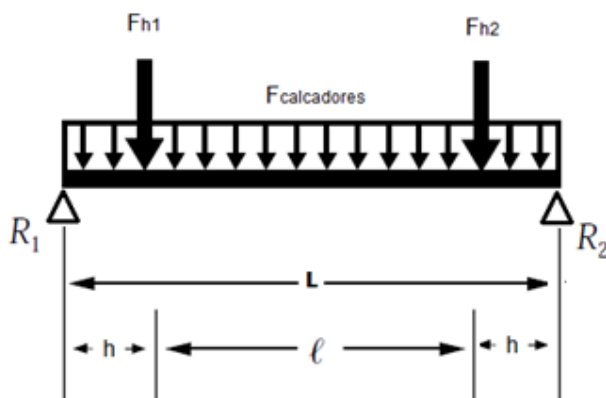


Figura 4.4 - Diagrama de corpo livre da placa frontal.



Os dados necessários a ter em conta são:

- $L = 3146 \text{ mm}$ ,  $l = 2635 \text{ mm}$  e  $h = 255,50 \text{ mm}$

Em relação aos calcadores estes podem ser considerados como sendo de *Carga uniformemente distribuída*, sendo que:

$$1 \text{ Calcador} = 700 \text{ kgf} \times 9,8 = 6864,66 \text{ N} = \mathbf{6,8 \text{ kN}}$$

Para o cálculo da força de cada hidráulico, ao centro, é necessário saber que:

- Pressão do circuito hidráulico,  $P = 230 \text{ bar}$ ;
- Diâmetro do êmbolo,  $D = 120 \text{ mm}$ ;

Da fórmula de cálculo da força do hidráulico, sabe-se que:

$$F = \frac{P \times \frac{\pi \times D^2}{4}}{100} \quad (38)$$

Então, substituindo, vem,

$$F = \frac{230 \times \frac{\pi \times 120^2}{4}}{100} = 25973 \text{ N} \quad (39)$$

Pelo que,

$$F_{h1} = F_{h2} = 26 \text{ Ton} = 254973 \text{ N} = \mathbf{255 \text{ kN}}$$

Uma vez que os hidráulicos estão bi-apoiados, encontrando-se fixos à estrutura e à chapa frontal, o valor acima deduzido deve ser dividido por dois, de modo a obter-se o valor que atua na estrutura, pelo que:

$$\frac{F_{h1}}{2} = \frac{F_{h2}}{2} = \mathbf{127,5 \text{ kN}}$$

Com estas condições, efetua-se o cálculo analítico das reações nos apoios.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_a = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_A + R_B - 127,487 - 127,487 - (6,8 \times 3,146) = 0 \\ -127,487 \times 0,2555 - (6,8 \times 3,146) \times 1,573 - 127,487 \times 2,8905 + R_B \times 3,146 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_A + R_B = 276,367 \\ R_B = 138,183 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_A = \mathbf{138,184 \text{ kN}} \\ R_B = \mathbf{138,183 \text{ kN}} \end{cases}$$

Tendo as reações, calculam-se os esforços transversos, de modo a encontrar o momento máximo.

Para o intervalo,  $0 < x < 0,2555 \text{ m}$ , vem,

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow R_B - 6,8x - V_1 = 0 \Leftrightarrow V_1 = 138,184 - 6,8x \quad (40)$$

Para,  $x = 0$ ,

$$V_1 = 138,184 - 6,8(0) = 138,184 \text{ kN}$$

Para,  $x = 0,2555$ ,

$$V_1 = 138,184 - 6,8(0,2555) = 136,447 \text{ kN}$$

Para o intervalo,  $0,2555 < x < 2,8905 \text{ m}$ , vem,

$$\sum F_y = 0 \quad R_B - Fh1 - 6,8x - V_2 = 0 \quad \Leftrightarrow \quad V_2 = 10,697 - 6,8x \quad (41)$$

Para,  $x = 0,2555$ ,

$$V_2 = 10,697 - 6,8(0,2555) = 8,9596 \text{ kN}$$

Para,  $x = 2,8905$ ,

$$V_2 = 10,697 - 6,8(2,8905) = -8,9584 \text{ kN}$$

Cálculo dos Momentos Fletores.

Para o intervalo,  $0 < x < 0,2555 \text{ m}$ , vem,

$$\sum M_a = 0 \Leftrightarrow R_A x - 6,8x \times \frac{x}{2} = 0 \Leftrightarrow M_a = 138,184x - 6,8x \times \frac{x}{2} \quad (42)$$

Para,  $x = 0$ ,

$$M_a = 138,184(0) - 6,8(0) \times \frac{(0)}{2} = 0$$

Para,  $x = 0,2555$ ,

$$M_a = 138,184(0,2555) - 6,8(0,2555) \times \frac{(0,2555)}{2} = 35,0841 \text{ kN.m}$$

Para o intervalo,  $0,2555 < x < 2,8905 \text{ m}$ , vem,

$$\sum M_a = 0 \quad (43)$$

$$R_A x - F h_1(x - h) - 6,8x \times \frac{x}{2} = 0$$

$$M_a = 138,184x - 127500(x - 0,2555) - 6,8x \times \frac{x}{2}$$

Para,  $x = 2,8905$ ,

$$M_a = 138,184(2,8905) - 127500(2,8905 - 0,2555) - 6,8x \times \frac{2,8905}{2} = 35,0856$$

Para encontrar a distância onde o momento é máximo, é necessário igualar a equação do esforço transversal a zero, ou seja,  $V_2 = 0$  para obter-se o valor de  $x$ .

$$V_2 = 10,697 - 6,8x \leq 0 \Rightarrow 0 = 10,697 - 6,8x$$

$$x = \frac{10,697}{6,8} = 1,57309 \text{ m}$$

Para,  $x = 1,57309$ ,

$$M_a = 138,184(1,57309) - 127500(1,57309 - 0,2555) - 6,8x \times \frac{1,57309}{2}$$

$$M_a = 40,98 \text{ kN.m}$$

O resultado final das Reações e do Momento fletor máximo é,

$$a) R_A = \mathbf{138,2 \text{ kN}}$$

$$b) R_B = \mathbf{138,2 \text{ kN}}$$

$$c) M_a = \mathbf{40,98 \text{ kN.m}}$$

Para validação dos resultados do cálculo analítico, utiliza-se o programa *MSolids*, de cálculo estrutural, sendo os resultados obtidos coincidentes com os cálculos analíticos efetuados, como pode ser visto na figura 4.5.

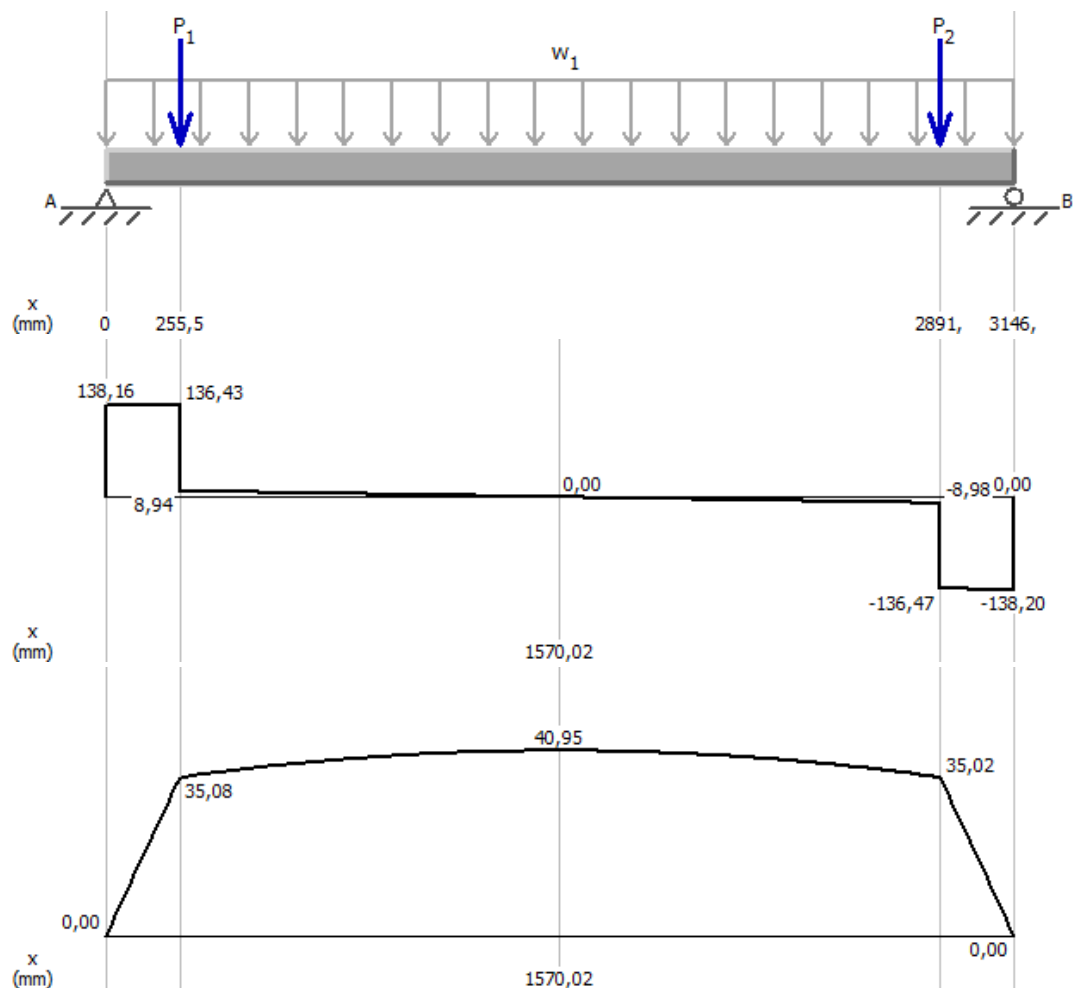


Figura 4.5 - Representação das forças e dos momentos.

#### 4.1.2.2. Suporte da Lâmina

As forças que atuam na Placa de Suporte da Lâmina são as Forças de Corte Lateral e Vertical, representadas pelas letras A e B, respetivamente, na figura 4.6.

A força representada pela letra C, da mesma figura, representa a força exercida pelos Calçadores (valor já conhecido).

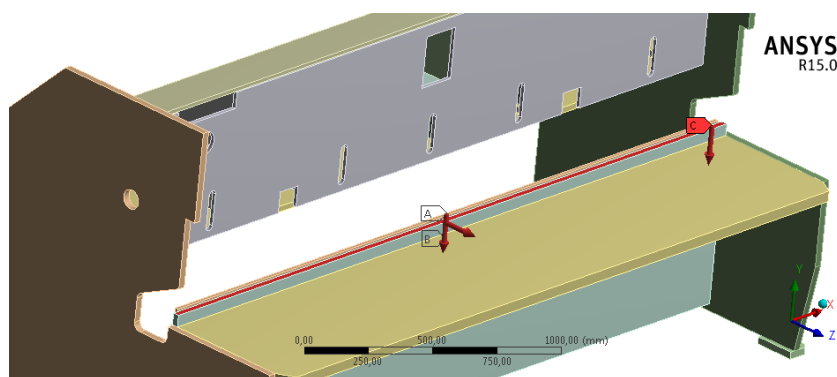


Figura 4.6 - Representação dos esforços no Suporte da Lâmina.

Para o cálculo da “*Força de Corte Máxima Vertical*”, recorre-se à equação (2), pelo que,

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{2}{3} \times C \times \sigma_r \times p_{act} \times h$$

Para calcular o Perímetro ativo,  $p_{act}$ , é necessário recorrer à figura 2.14, sendo que,

$$\text{tg}\alpha = \frac{h}{p_{act}} \Leftrightarrow p_{act} = \frac{6}{\text{tg}(1,5)} = 229,1 \text{ mm}$$

Então, substituindo na equação (2), vem,

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{2}{3} \times 0,7 \times 440 \times 229,131 \times 6 = 282289 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 283,3 \text{ kN}$$

Para proceder-se ao cálculo da “*Força de Corte Lateral*”, é necessário calcular o ângulo coincidente entre as fissuras provocadas pelas lâminas, já explicado no capítulo 2.2.3.2., de modo a encontrar a força resultante entre a força de corte vertical e a lateral. Uma vez já calculados a força de corte vertical e o ângulo de corte coincidente, consegue-se através da decomposição das forças pela trigonometria, encontrar-se a força lateral.

Recorrendo à equação (8) e considerando que para uma folga perfeita o valor é de  $c = 0,42 \text{ mm}$  (valor usado pela empresa Tomás Castro Silva), tem-se que,

$$\phi_d = \text{Arc tang} \left( \frac{c}{t - u_p} \right) \quad (8)$$

Sendo os dados de entrada,

- $t = 6 \text{ mm}$  (espessura)
- $U_p = 3,6 \text{ mm}$  (60% de  $t$ )
- $c = 0,42 \text{ mm}$  (valor da folga ideal)

Então,

$$\phi_d = \text{Arc tang} \left( \frac{0,42}{6 - 3,6} \right)$$

$$\phi_d = 9,9^\circ$$

Com o ângulo encontrado, o passo seguinte é decompor as forças para o ângulo  $\phi$ , de modo a descobrir a força de corte lateral, pelas equações (9) e (10), e recorrendo à figura 2.17.

Logo, tem-se que:

- $F_L$  = Força corte lateral;
- $F$  = Força resultante;
- $F_C$  = Força corte vertical;

Então,

$$F = \frac{F_C}{\cos \phi} = \frac{282,3}{\cos(9,923)} = 287 \text{ kN}$$

Pelo que, a força de corte lateral é de,

$$F_L = 286,59 \times \sin(9,923) = 50 \text{ kN}$$

#### **4.1.2.3. Suporte dos Rolamentos**

Para o cálculo do suporte dos rolamentos, que corresponde à peça que faz o papel de suporte e de posicionamento do porta-lâminas, ver figura 4.7, é necessário ter em conta que a força aplicada no porta-lâminas vai ter influência no contacto dos vários suportes de rolamentos, ver figura 4.8, sendo necessário encontrar as forças que estão efetivamente a atuar nos vários pontos de contato dos rolamentos.

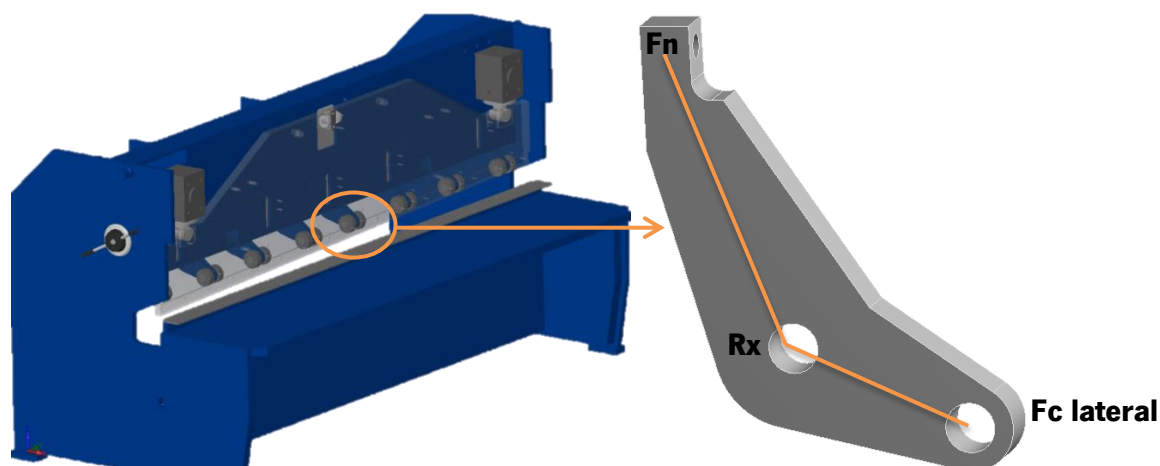


Figura 4.7 – Representação das linhas do Suporte de Rolamentos para o Diagrama de forças.

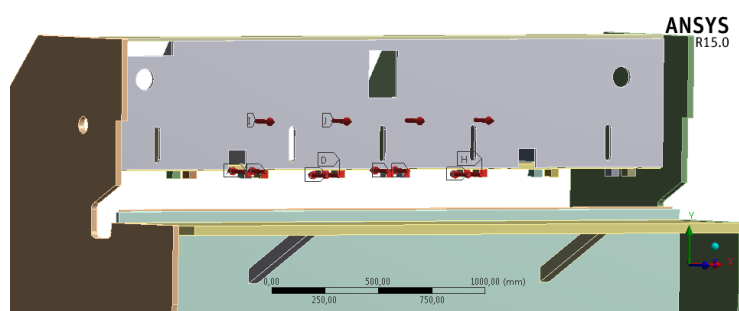


Figura 4.8 - Representação das forças que são influenciadas pelo corte lateral ao centro.

O primeiro passo consiste em determinar analiticamente as reações nos apoios ( $R_x$  e  $F_n$ ), ver figura 4.9 e 4.10, apenas de um suporte de rolamento, de modo a ser possível construir numa folha de cálculo em EXCEL, as expressões de cálculo das reações, para auxiliar nos cálculos na construção da tabela 4.1.

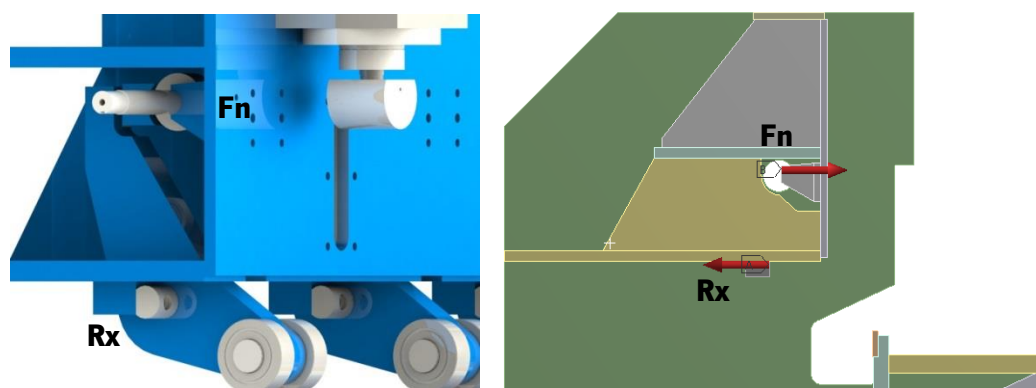


Figura 4.9 – Representação, em detalhe, das Reações do Suporte de Rolamentos.

Através do diagrama de forças representado na figura 4.10, é possível calcular as reações resultantes da força de corte lateral, para um Modelo Simplificado do Suporte de Rolamentos.

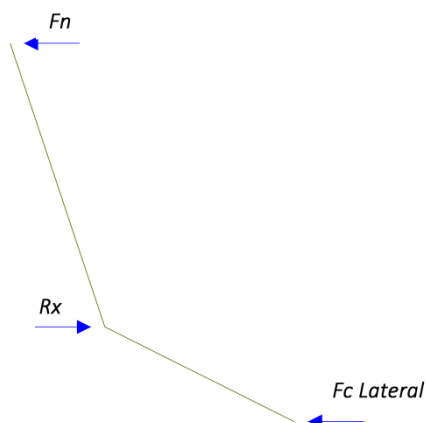


Figura 4.10 - Representação Simplificada do Diagrama de Forças do Suporte de Rolamentos.

De modo a auxiliar e a facilitar o cálculo das reações nos vários pontos dos rolamentos que suportam o porta-lâminas, recorre-se ao programa *FTOOL*. A construção da figura 4.11 é a representação da carga de 50 kN provocada pela Força de Corte Lateral no porta-lâminas (representado pela linha horizontal), de modo a obterem-se as reações  $R_x$  nos vários pontos do suporte de rolamentos de 1 a 8 (representados pelas linhas verticais).

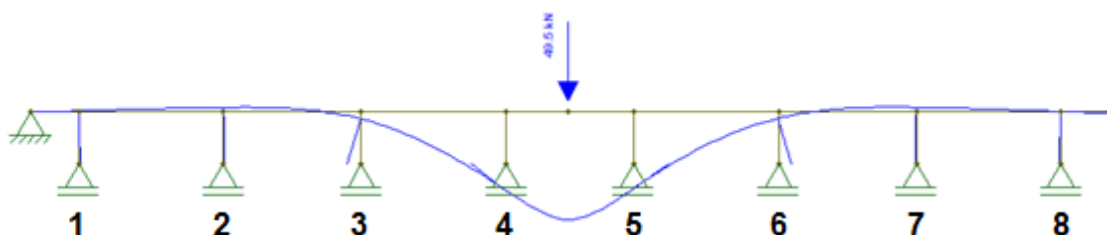


Figura 4.11 - Representação do porta-lâminas e dos suportes.

Com os dados obtidos, constrói-se uma folha de cálculo em EXCEL, com as expressões de cálculo das reações, de modo a obterem-se as forças atuantes no Suporte de Rolamentos, para os pontos  $R_x$  e  $F_n$ .

A tabela 4.1 mostra os resultados  $F_c$ ,  $R_x$  e  $F_n$ , para os vários pontos de contacto do Suporte dos Rolamentos, obtidos através do *FTOOL* e via EXCEL, para posteriormente serem introduzidos no programa *ANSYS*.

De salientar que os pontos negativos significam que não está a ser produzida qualquer força nesse mesmo ponto.



Tabela 4.1- Folha de Cálculo em EXCEL dos resultados obtidos.

<b>Pontos</b>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
<i>F<sub>c</sub> [kN]</i>	-0,1	-1,4	2,3	24,4	23,8	2	-1,4	-0,1
<i>R<sub>x</sub> [N]</i>	-63,5	-889,6	1461,4	15503,6	15122,4	1270,8	-889,6	-63,5
<i>F<sub>n</sub> [N]</i>	-13,5	-189,6	311,4	3303,6	3222,4	270,8	-189,6	-13,5

Os pontos 3, 4, 5 e 6, correspondem aos pontos de força que serão utilizados posteriormente inseridos na análise estática, uma vez que representam as forças que estão efetivamente a produzir efeito no comportamento mecânico da estrutura, quando a força se encontra ao centro.

Para o cálculo das forças a 352 mm do montante, é necessário alterar apenas a carga representada na figura 4.11.

## 4.2. Análise Estática – Estrutura Original

Sendo como objetivo desta análise estática, a obtenção das deformações que ocorrem na estrutura original e a avaliação do comportamento mecânico da estrutura, para posteriormente servir de termo de comparação com os novos modelos propostos, é importante descobrir também qual a zona mais crítica durante o processo de corte.

Assim, o presente tópico de estudo tem, também, como objetivo determinar o ponto mais crítico na estrutura, considerando-se dois pontos de estudo, um ao centro da lâmina e outro próximo do montante, de modo a simular o comportamento mecânico durante o processo de corte nos referidos pontos.

Para o efeito, são realizadas duas simulações, uma com a carga ao centro e outra com uma carga a 352 mm do montante esquerdo, de modo a tentar simular o caso mais frequente de funcionamento da máquina-ferramenta. Este caso é considerado o mais frequente uma vez que, os operadores têm tendência a utilizar mais o lado esquerdo da máquina devido ao facto de na maioria dos casos, estes serem esquerdinos e também pelo layout (acesso aos comandos) se encontrar do lado esquerdo.

É, ainda, realizado um estudo às componentes individuais da estrutura, de modo a conhecer-se o comportamento mecânico, nomeadamente da Placa Frontal de apoio aos cilindros e calçadores, do Porta-Lâminas e do Suporte de Rolamentos.

A figura 4.12 representa os pontos selecionados para a colocação dos “probes” (sensores), de modo a obter os deslocamentos, no *ANSYS*, sendo estes pontos utilizados na análise experimental (ver Capítulo 4.6).

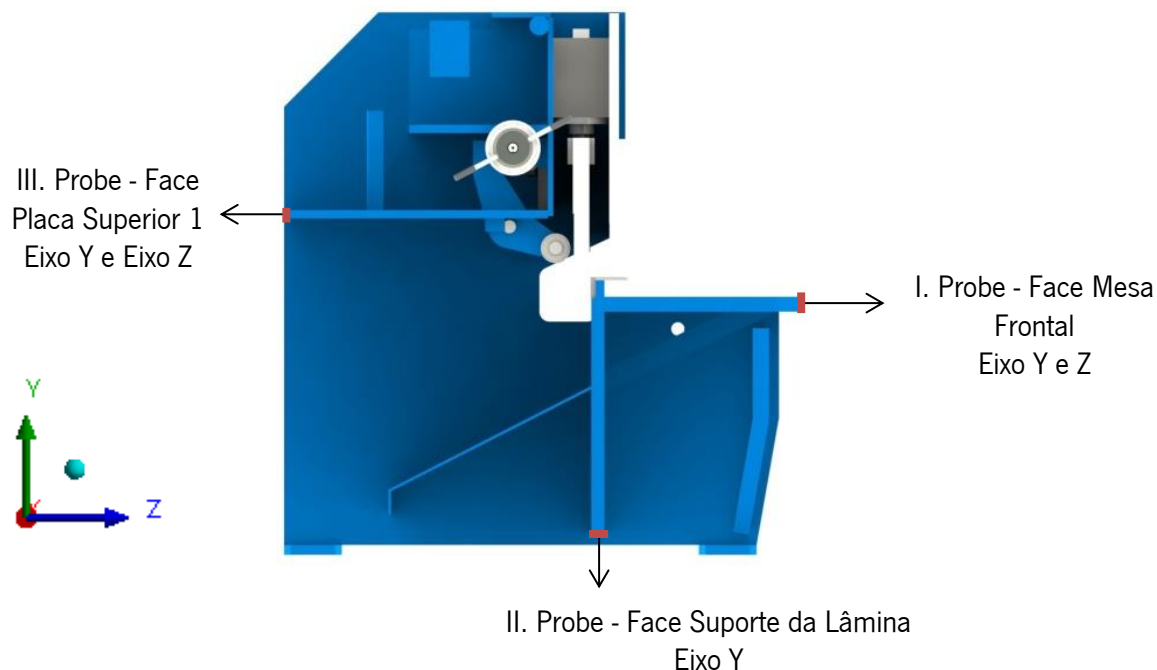


Figura 4.12 - Representação das Faces da estrutura a analisar.

#### 4.2.1. Malha

##### 4.2.1.1. Convergência da malha

O objetivo do estudo de convergência da malha, é determinar o tamanho do elemento que melhor proporcione o menor erro na aproximação numérica. Na tabela 4.2, são apresentados os resultados obtidos, da estrutura, nos diferentes tamanhos de elementos, para uma análise à deformação total, bem como no gráfico 1.

Tabela 4.2 - Resultados da convergência da malha para diferentes tamanhos do elemento.

<b>Convergência da Malha</b>			
<i>Tamanho da Malha [mm]</i>	<i>Nós</i>	<i>Elementos</i>	<i>Deformação Total [mm]</i>
30	235944	36374	1,0637
20	577905	97926	1,062
15	1105247	197660	1,063
12	1912007	367720	1,065
10	2970129	588675	1,065

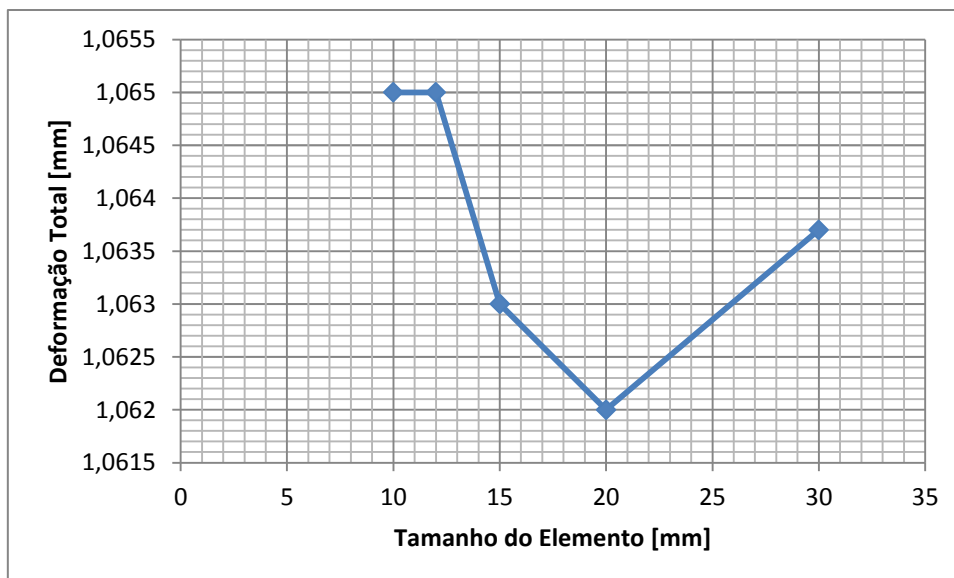


Gráfico 1- Convergência da malha para diferentes tamanhos do elemento.

Como se verifica no gráfico em cima, a partir do tamanho do elemento de 12 mm a deformação total tende a ficar constante. Assim sendo, opta-se por utilizar um elemento com tamanho de 12 mm. Ao utilizar-se este tamanho de elemento o processamento computacional torna-se mais rápido, demorando sensivelmente, cerca de 14 minutos a simular.

#### 4.2.1.2. Qualidade da Malha

Para dar início à simulação estática é necessário gerar corretamente a malha, para que os resultados que sejam obtidos sejam os mais próximos da realidade.

Como abordado no tópico anterior, a malha escolhida é de 12 mm. Os valores obtidos para o parâmetro *Skewness (Assimetria)* e *Orthogonal Quality (Qualidade Ortogonal)*, para a malha em estudo e anteriormente explicados no capítulo 3.12.3, são mostrados na tabela 4.3:

Tabela 4.3 - Qualidade da Malha.

Qualidade da Malha	Malha com 12 mm
<i>Nós</i>	1912007
<i>Elementos</i>	367720
<i>Assimetria</i>	5,185E-02
<i>Qualidade Ortogonal</i>	0,985

O valor do parâmetro *Skewness (Assimetria)* e *Orthogonal Quality (Qualidade Ortogonal)*, segundo a tabela 4.3, mostra que os valores apresentam-se excelentes, traduzindo-se assim numa boa qualidade de malha. O elemento abundante da malha é o elemento *SOLID 186*.

### 4.2.2. Representação das Forças

Na figura 4.13, pode-se verificar onde são colocadas as forças que atuam na estrutura, durante o corte ao centro, bem como os constrangimentos de fixação.

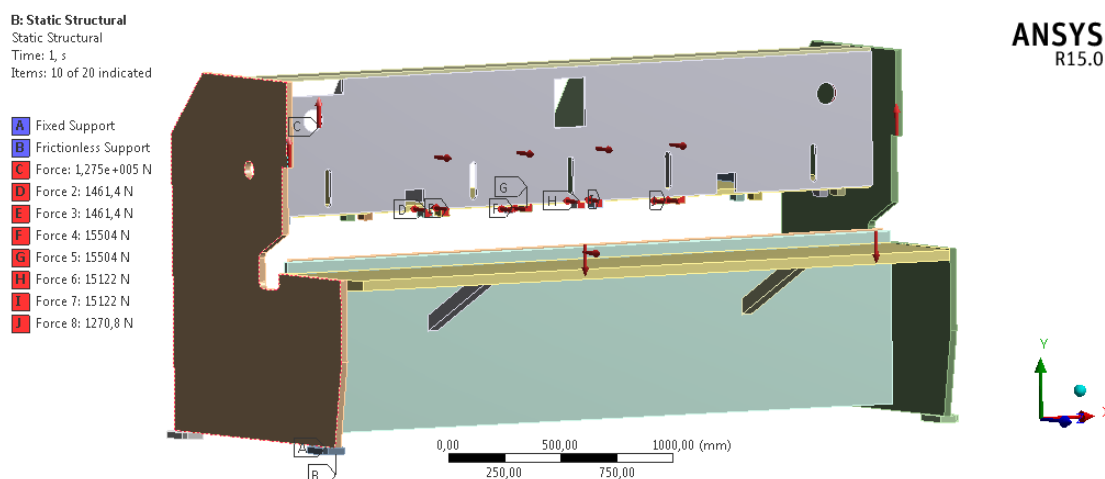


Figura 4.13 - Representação da localização das forças que atuam na estrutura.

O outro caso de estudo é a colocação das forças de corte a 352 mm do montante esquerdo. A escala de deformação, dos resultados obtidos, está definida como  $2,9E+02$ .

### 4.2.3. Resultados

#### 4.2.3.1. Estudo à Rigidez – “Probes” (sensores)

Os resultados obtidos nos “Probes” (sensores) para os deslocamentos nos dois pontos de estudo, com a carga ao centro e com a carga próxima do montante, são:

#### I. Mesa Frontal – Deformação

Para o caso da Mesa Frontal, é colocado um “Probe” (sensor) na face da placa, como ilustrado na figura 4.14. Para este caso, a deformação mais importante a ter em conta é a do Eixo dos Z, uma vez que se trata do objetivo de melhoramento para o presente trabalho. Na tabela 4.4, são apresentados os resultados obtidos para a deformação nas duas posições em estudo.

Tabela 4.4 - Resultados obtidos para o sensor da mesa.

Mesa frontal 1	Carga ao Centro	Carga a 352 mm
Eixo Z [mm]	0,357	0,116
Eixo Y [mm]	-4,04E-02	-5,24E-02

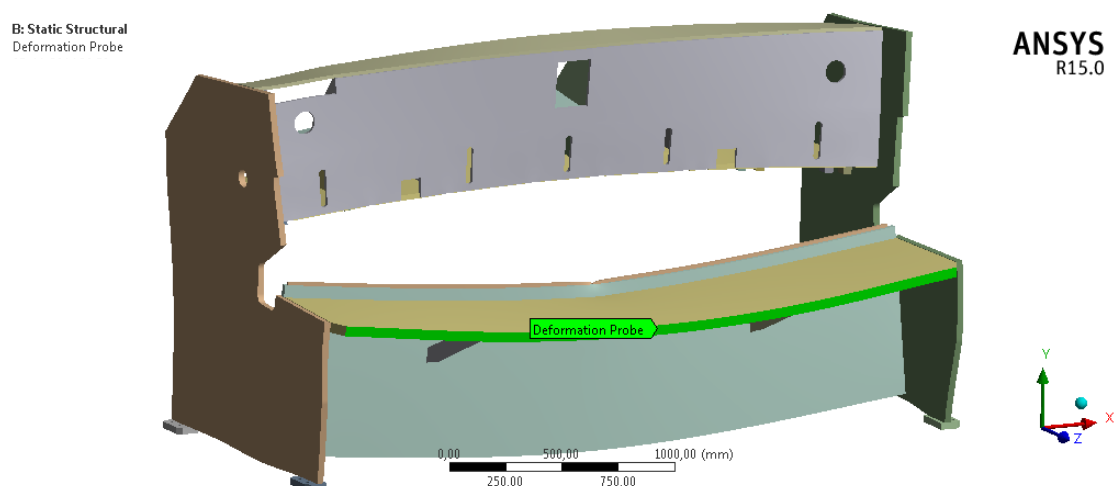


Figura 4.14 – Representação do comportamento mecânico da estrutura com carga ao centro e representação da localização do sensor.

## II. Suporte da Lâmina – Deformação

Colocou-se um “Probe” (sensor) na face da parte inferior da placa de suporte da lâmina, ver figura 4.15, de modo a poder-se obter as deformações para o Eixo Y.

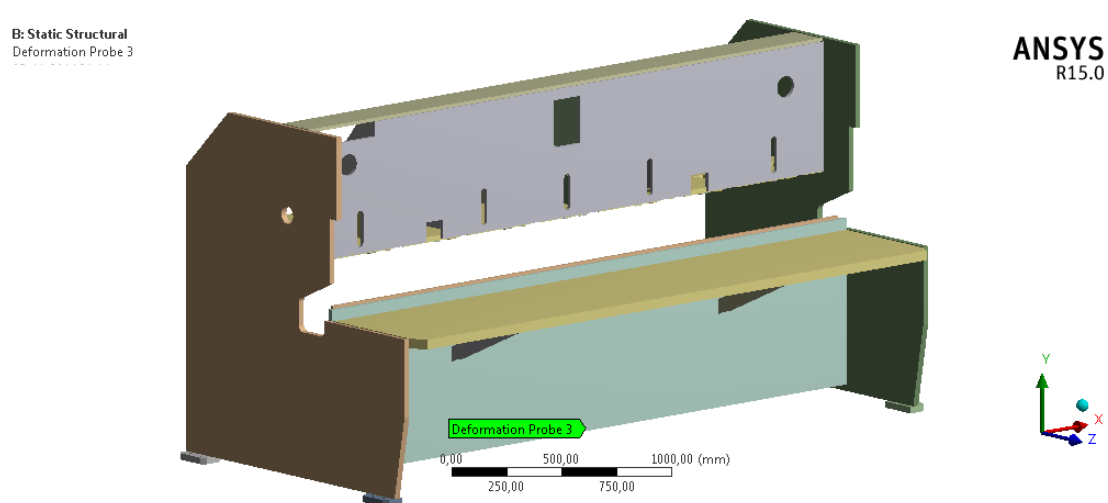


Figura 4.15 - Representação da localização do sensor.

Na tabela 4.5, são apresentados os resultados obtidos para a deformação nas duas posições, em estudo.

Tabela 4.5 - Resultados obtidos para o sensor da parte inferior da placa do suporte da lâmina.

Suporte da Lâmina	Carga ao Centro	Carga a 352 mm
Eixo Y [mm]	-0,520	-0,215

### III. Placa Superior (1 andar) – Deformação

Como ilustrado na figura 4.16, coloca-se um “Probe” (sensor) na face exterior da Placa Superior 1, de modo, a obter-se as deformações no Eixo Y e Eixo Z.

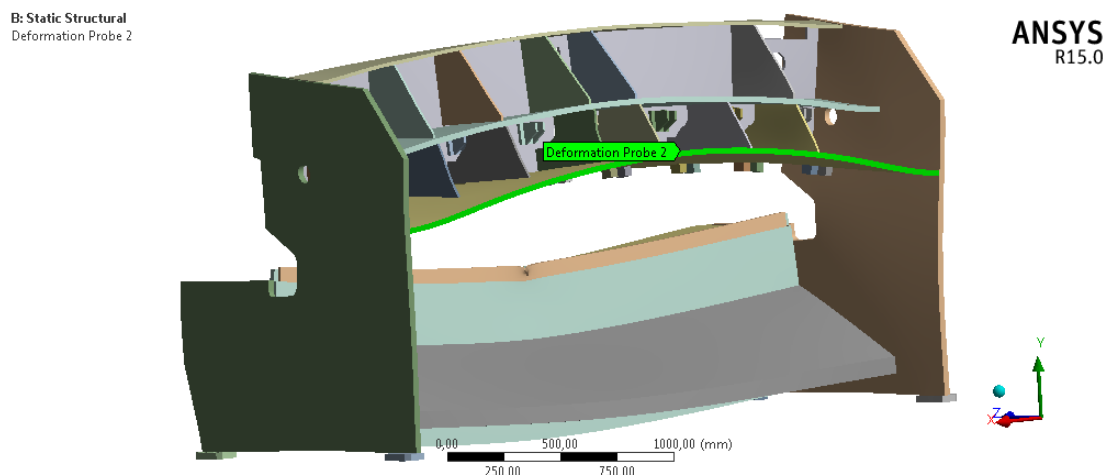


Figura 4.16 - Representação do comportamento mecânico da estrutura com carga ao centro e representação da localização do sensor.

Na tabela 4.6, são apresentados os resultados obtidos para a deformação nas duas posições, em estudo.

Tabela 4.6 - Resultados obtidos para o sensor da placa superior 1.

<b>Placa Superior 1</b>	<i>Carga ao Centro</i>	<i>Carga a 352 mm</i>
<i>Eixo Y [mm]</i>	0,980	0,234
<i>Eixo Z [mm]</i>	-0,415	–

Como é possível observar, a zona mais crítica situa-se quando a carga se encontra ao centro, pelo que se opta apenas por estudar as deformações e tensões apenas ao centro nos tópicos seguintes.

#### 4.2.3.2. Deformação Total

Como referido anteriormente, opta-se por estudar a deformação total da estrutura apenas com as forças de corte ao centro, ver figura 4.17, por se tratar do ponto mais crítico durante o processo de corte da chapa.

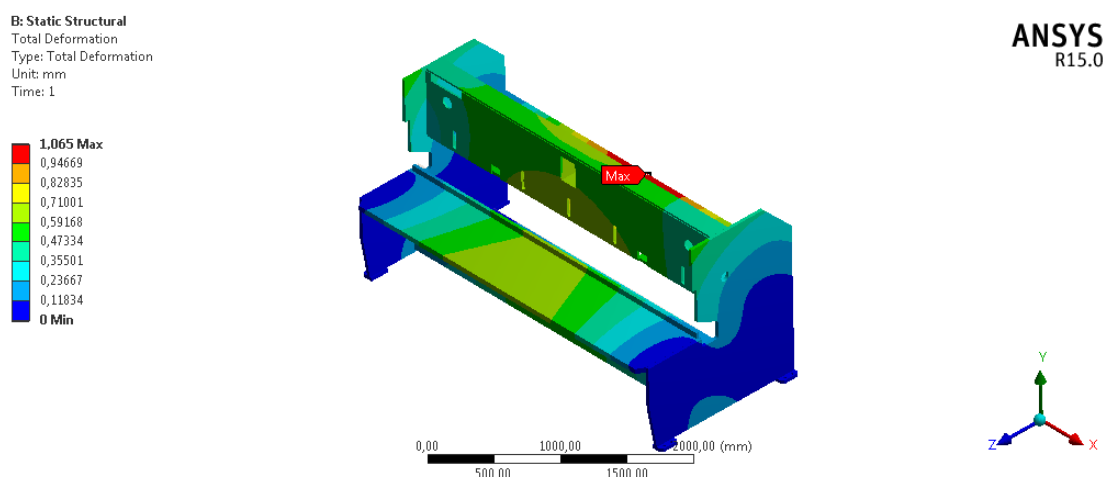


Figura 4.17 - Representação da deformação total com a carga ao centro.

A deformação total obtida para uma carga ao centro é de 1 mm, situando-se a deformação máxima no centro da extremidade da Placa Superior 1.

Tabela 4.7 - Resultado obtido para a deformação total com a carga ao centro.

<b>Estrutura Original</b>	<i>Carga ao Centro</i>
<i>Deformação Total [mm]</i>	1

#### 4.2.3.3. Estudo de Tensões

Neste capítulo são apresentados alguns dos pontos de maior tensão na estrutura, nomeadamente na face do Cole de Cisne do montante, na Placa Frontal e na Placa Superior 1.

##### ***I. Montante – Cole de Cisne – Tensão***

Para a análise de tensões no cole de cisne, realiza-se um estudo apenas na face do mesmo, de modo a avaliar a tensão que é imposta com a carga ao centro, como representado na figura 4.18. O valor obtido é de 186 MPa.

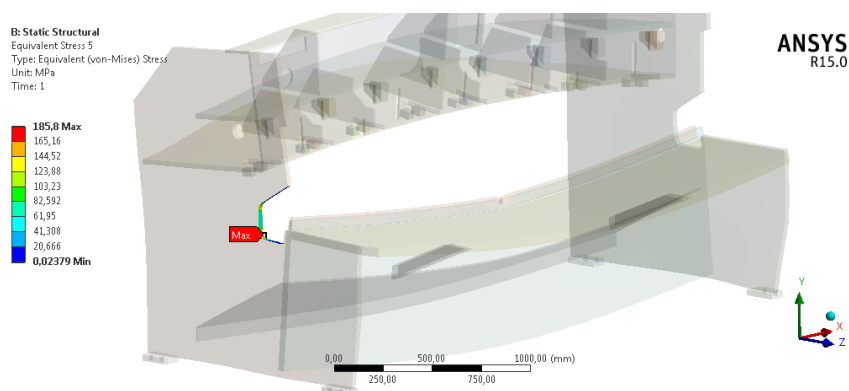


Figura 4.18 - Valor da tensão do Cole de Cisne de 186 MPa.

## II. Placa Frontal – Tensão

Como ilustrado na figura 4.19, para a placa frontal, a tensão máxima a atuar é de 103 MPa.

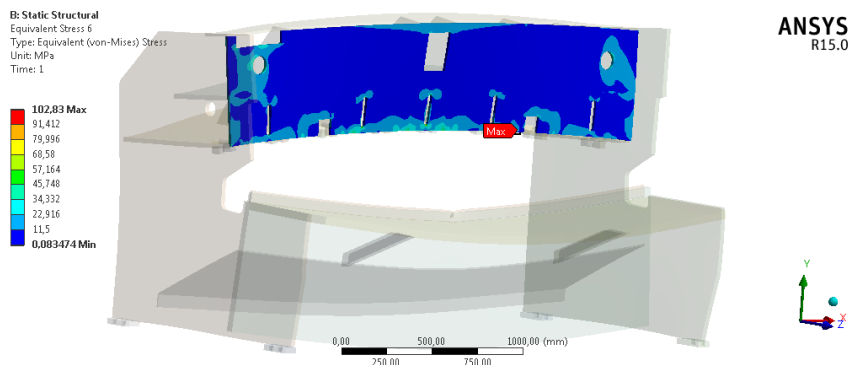


Figura 4.19 - Representação das tensões que atuam na placa frontal.

## III. Chapa Superior (1 Andar) – Tensão

Como ilustrado na figura 4.21, para a placa superior 1, a tensão máxima é de 86 MPa.

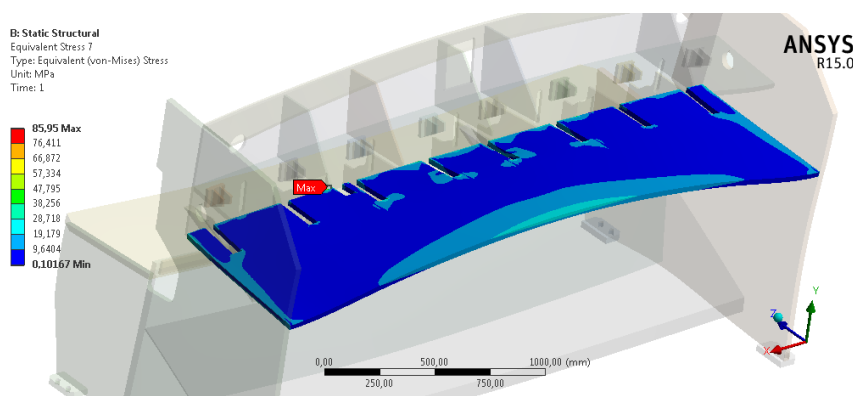


Figura 4.20 - Representação das tensões que atuam na placa 1.

### 4.2.3.4. Componentes Individuais

Para além do estudo da própria estrutura da máquina-ferramenta, é conveniente avaliar as características das restantes componentes individuais que também constituem a estrutura da máquina-ferramenta, guilhotina, como por exemplo, a placa frontal, o porta-lâminas e o suporte de rolamentos.

Assim, este capítulo tem o intuito de estudar o comportamento mecânico das componentes mencionadas, de modo a avaliar os resultados obtidos para a deformação e tensão. Apenas será apresentado neste tópico o estudo ao Suporte de Rolamentos, sendo que os restantes componentes podem ser consultados no ANEXO B.



## I. Suporte de Rolamentos

Para a simulação do suporte de rolamentos, é considerado o caso mais crítico, que corresponde ao momento em que a força de corte lateral coincide com o centro da peça, gerando-se uma força de 50 kN.

De modo a conhecer-se as reações nos apoios ( $R_x$  e  $F_n$ ), para uma força de 50 kN, realiza-se o cálculo analítico para um Modelo Simplificado. Através do diagrama de forças representado na figura 4.21 e 4.22, é possível calcular as reações resultantes da força de corte lateral.

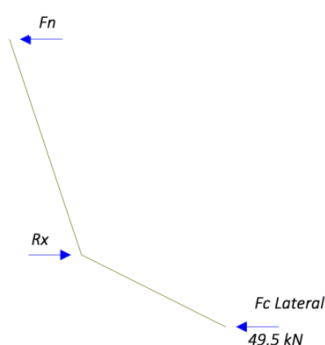


Figura 4.21 - Representação simplificada do Diagrama de Forças do Suporte de Rolamentos.

Na figura 4.22, com os ângulos  $\beta = 69,44$  e  $\theta = 24,90$  e as distâncias entre pontos é possível calcular as reações  $R_x$  e  $F_n$ .

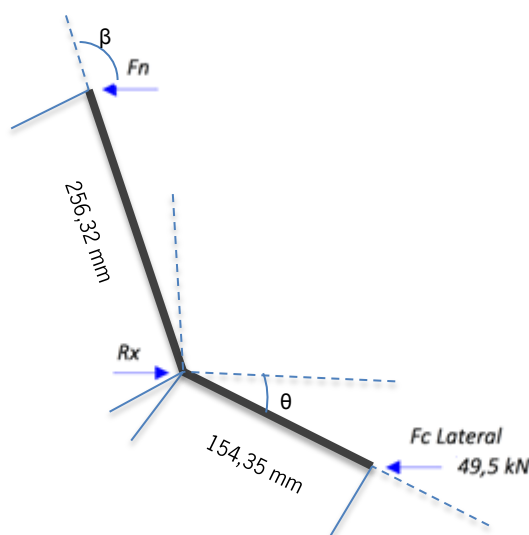


Figura 4.22 – Ilustração do diagrama de forças e ângulos do Suporte de Rolamentos.

Efetua-se o cálculo analítico para a obtenção das reações nos apoios, pelo que,

$$\sum M_a = 0 \quad (44)$$

$$-F_n \sin(69,44) \times 256,32 + 49500 \sin(24,90) \times 154,35 = 0$$

$$F_n = 13403,9 \text{ N} = 13,404 \text{ kN}$$

Com o valor da força  $F_n$ , calcula-se a reação  $R_x$ .

$$\sum F_x = 0 \quad (45)$$

$$-13404 + R_x - 49500 = 0$$

$$R_x = 62904 \text{ N} = 62,9 \text{ kN}$$

As reações do modelo simplificado são 63 kN e 13 kN, respetivamente, para  $R_x$  e  $F_n$ .

A dedução da deformada para um exemplo semelhante ao suporte de rolamentos, será apresentada no ANEXO C, de modo a retratar uma possível aproximação ao comportamento mecânico expectável do suporte de rolamentos. Para a realização da análise estática, é considerada uma carga lateral no sentido do eixo Y (eixo coordenadas a cor verde) de 50 kN, com os apoios fixos, como mostra a figura 4.23.

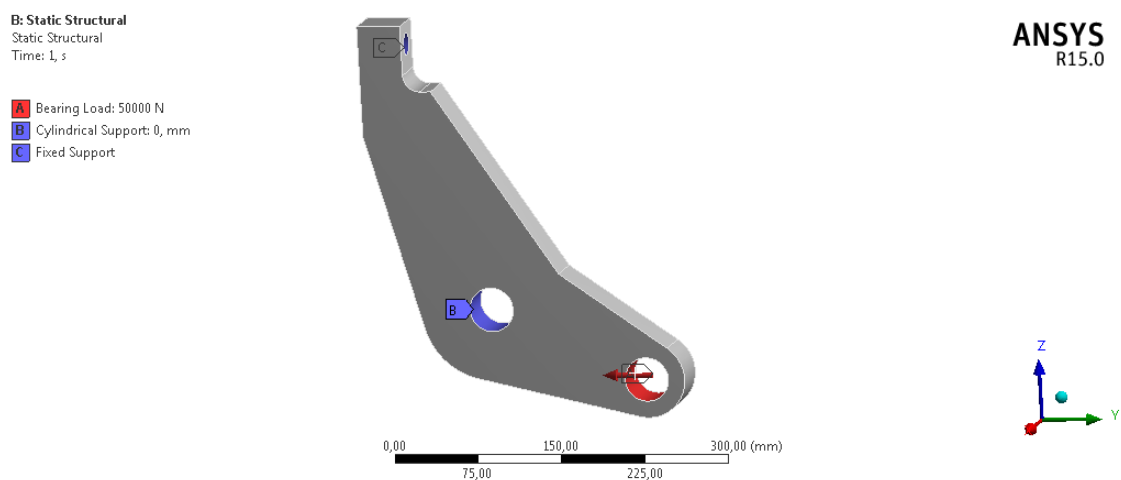


Figura 4.23 - Ilustração das forças e apoios na peça.

Os resultados obtidos, no programa *ANSYS*, para as reações  $R_x$  e  $F_n$ , através da opção “Force Reaction” (Força de Reação), são de 55 kN e 5 kN, respetivamente. O que valida o cálculo analítico aproximado do Suporte de Rolamentos ao modelo simplificado.

Nas figuras 4.24 e 4.25, obtidas através do programa *ANSYS*, é possível ver a representação da deformação e das tensões geradas pela força de corte lateral de 50 kN na peça.

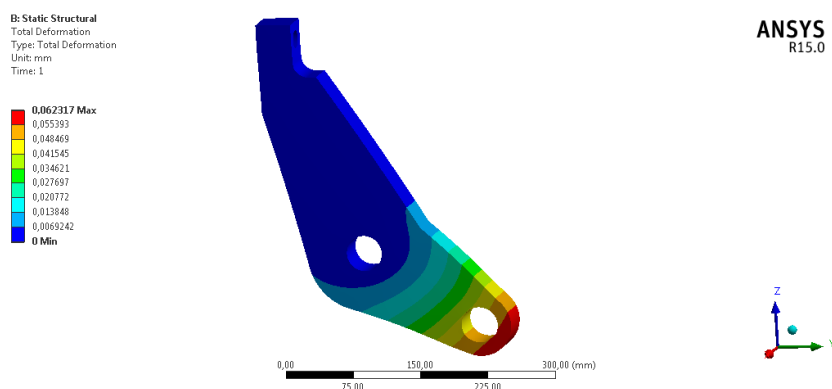


Figura 4.24 – Análise Estática – Deformação máxima de 0,062 mm.

O valor obtido para o deslocamento máximo é de 0,062 mm. De modo a obter-se um certo grau de confiança nos resultados obtidos e de forma a validar as opções de constrangimento inseridas no *ANSYS*, efetua-se o cálculo analítico para a deformação esperada. Para tal, é necessário decompor a força  $F_{C\text{Lateral}}$  numa força vertical perpendicular à linha A de comprimento 154,35 mm, representada na tabela 4.8, primeira coluna, e assim encontrar a flecha na sua extremidade, como representado na segunda coluna. Na mesma tabela, também é possível observar as fórmulas necessárias para a resolução do problema.

Tabela 4.8 - Representação simplificada da linha A do Reforço dos Rolamentos.

Reforço dos Rolamentos	Representação Simplificada $R_x < 154,35 \text{ mm} < F_{C\text{Lateral}}$	Fórmulas necessárias
	<p><math>L = 154,35 \text{ mm}</math></p> <p><math>E = 210 \text{ GPa}</math></p>	$I = \frac{bh^3}{12}$ $y = \frac{PL^3}{3EI}$ <p><math>F = F_{C\text{Lateral}} \times \sin(\theta) \quad (46)</math></p>

Para as dimensões da seção transversal, considera-se que no ponto  $R_x$  e no ponto  $F$ , a altura é de, respetivamente, 130 mm e 70 mm, ambos com espessura igual a 40 mm, pois correspondem às medidas da peça original nesses específicos pontos. Relativamente ao ângulo  $\theta$  que  $F_{CLateral}$  forma com a linha A é de  $24,9^\circ$ .

O primeiro passo para a resolução do problema, consiste em encontrar o valor da força  $F$  resultante da decomposição da força  $F_{CLateral}$  numa força vertical perpendicular à linha A, pelo que, recorrendo à equação (46) e substituindo os valores já conhecidos, obtém-se,

$$F = F_{CLateral} \times \sin(\theta)$$

$$F = 50 \text{ kN} \times \sin(24,9)$$

$$F = 21 \text{ kN}$$

Com o valor  $F$  encontrado, o segundo passo consiste em encontrar a flecha máxima para ambos os casos das seções transversais separadamente. Contudo, no final é necessário somar ambos os casos e dividi-los por dois, dando assim a média das respetivas flechas. Recorrendo à equação do momento de inércia, e substituindo pelos valores já conhecidos, encontra-se o valor do momento de inercia para os dois casos.

Para o ponto  $R_x$ ,

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{40 \times 130^3}{12} = 7 \times 10^{-6} m^4$$

Para o ponto  $F$ ,

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{40 \times 70^3}{12} = 1 \times 10^{-6} m^4$$

Com o momento de inercia encontrado, o terceiro passo consiste em recorrer à equação da deformada, da tabela 4.8, e substituindo os valores já conhecidos e calculados, sabe-se que:

Para o ponto  $R_x$ ,

$$y = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{21000 \times (154,35 \times 10^{-3})^3}{3 \times 210 \times 10^9 \times 7 \times 10^{-6}} = 0,0167 \text{ mm}$$

Para o ponto  $F$ ,

$$y = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{21000 \times (154,35 \times 10^{-3})^3}{3 \times 210 \times 10^9 \times 1 \times 10^{-6}} = 0,107 \text{ mm}$$

Fazendo o somatório da média de ambos os casos, a flecha máxima é de,

$$y_{max} = \frac{0,0167 + 0,107}{2} = 0,062 \text{ mm} \quad (47)$$

O que valida a deformação resultante do programa *ANSYS*, como pode ser visto na tabela abaixo.

Tabela 4.9 - Validação dos valores obtidos numericamente e analiticamente.

	<b>Análise Analítica</b>	<b>Análise Numérica</b>
<i>Deformação [mm]</i>	0,062	0,0623

Para a análise de tensões, o resultado para uma carga de 50 kN, pode ser visto na figura 4.25. O resultado obtido para a tensão resultante máxima (pelo critério de Von Mises) é de 77,85 MPa, estando o ponto crítico situado no veio central. O coeficiente de segurança obtido é de 3,5.

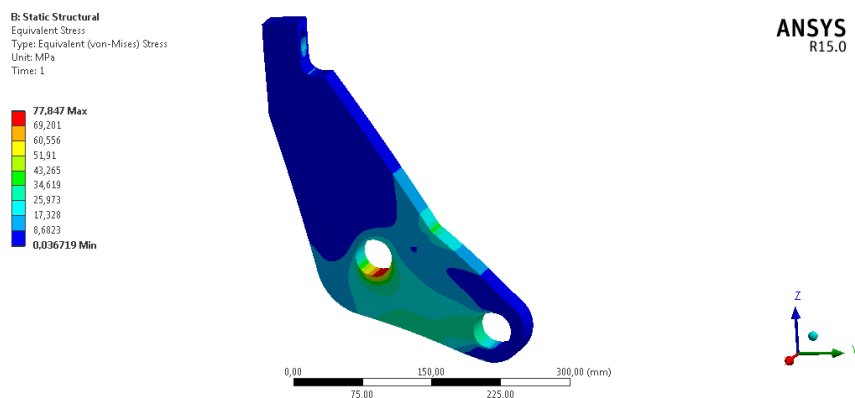


Figura 4.25 - Análise Estática - Tensão- *ANSYS*.

A figura 4.26 representa a face em que é colocado um “*Probe*” (sensor) de forma a medir as deformações, para os eixos  $Z$  (vertical) e  $Y$  (axial). Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela 4.10.

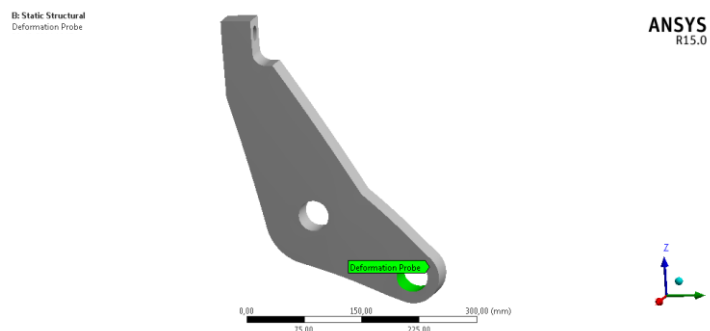


Figura 4.26 – Localização do sensor na Face do componente.

Tabela 4.10 - Resultados obtidos para o Reforço dos Rolamentos.

	Deformação
<i>Eixo Z [mm]</i>	-4,7983e-002
<i>Eixo Y [mm]</i>	-3,6052e-002

O sinal negativo significa o sentido do deslocamento. Estes valores serão usados para posterior termo de comparação.

Em ANEXO D, é apresentado uma verificação ao cálculo da espessura mínima na zona da peça de aplicação da carga, de 50 kN, bem como, o cálculo ao pino.

#### 4.2.4. Discussão de Resultados

Através dos resultados obtidos pode-se concluir que o deslocamento e a tensão são críticos para a posição de corte ao centro do que no ponto próximo ao montante.

A tensão máxima encontrada, pelo critério de Von Mises, é de 185,8 MPa e ocorre no cole de cisne. Uma das hipóteses a estudar, para este ponto, é a possibilidade de eliminação ou a redução das dimensões do cole de cisne, de modo a reduzir-se a abertura da estrutura da máquina-ferramenta no momento do carregamento.

Já a deformação máxima ocorre na extremidade da Placa Superior 1, sendo o deslocamento de 0,98 mm, encontrando-se a deformação afastada da zona de corte da chapa.

A abertura da estrutura da máquina-ferramenta, durante o momento de corte, é um dos principais objetivos de estudo deste trabalho. Os deslocamentos obtidos, para o caso da carga ao centro, no Eixo Z (que representa a direção de abertura da estrutura) como também para o

Eixo Y, dos casos I, caso II e caso III, já descritos anteriormente, são apresentados na tabela 4.11.

Os valores dos deslocamentos apresentados, na tabela 4.11, servem de ponto de comparação e validação entre a análise numérica obtida com a análise experimental, bem como, para conhecer o comportamento mecânico expectável da estrutura para as cargas estudadas.

Assim, através da comparação entre ambas as análises, numérica e experimental, é possível validar os cálculos analíticos das forças realizadas como, também, ter um ponto de partida e comparação com as futuras soluções aqui apresentadas

Tabela 4.11 - Apresentação dos valores dos deslocamentos obtidos para os três casos.

		<b>Deformação</b>
<b>Mesa frontal 1</b>	<i>Eixo Z [mm]</i>	0,357
	<i>Eixo Y [mm]</i>	-4,04E-02
<b>Suporte da Lâmina</b>	<i>Eixo Y [mm]</i>	-0,520
<b>Placa Superior 1</b>	<i>Eixo Z [mm]</i>	-0,415
	<i>Eixo Y [mm]</i>	0,980

### 4.3. Análise Dinâmica – Estrutura Original

Para a análise dinâmica são realizadas duas simulações, uma para obter as frequências naturais e modos de vibração na condição livre no espaço da estrutura, na gama de frequências compreendidas entre 0 e 200Hz e outra com a estrutura fixa ao solo. O intervalo de frequências estudado é devido às baixas velocidades de operação durante o processo de corte.

Em ambos os casos de estudo, a lâmina não é tida em conta como parte integrante da estrutura, sendo necessário analisá-la separadamente. No caso dos modos de vibração, com a máquina restringida, são analisados os resultados obtidos na simulação, de forma a verificar como as vibrações interferem no seu desempenho.

O material selecionado é o Aço Estrutural, S275 JR, de tensão de cedência 275 MPa, Módulo de Elasticidade  $2,1 \times 10^{11} Pa$ , coeficiente de Poisson de 0,28 e densidade 7800 Kg/m<sup>3</sup>. Na simulação dos modos de vibração, a estrutura é fixa ao solo em cada sapata (x4) e em relação à simulação das frequências naturais a estrutura não é constrangida.

### 4.5.1. Frequências Naturais da Máquina-ferramenta Livre no Espaço

Os resultados obtidos para as primeiras seis frequências naturais da estrutura são de,

Tabela 4.12 - Valores dos 6 primeiros modos de frequência naturais.

Modo	Frequência [Hz]
1	17
2	30
3	31
4	54
5	62
6	70

Onde,

#### 1º Modo 17 Hz

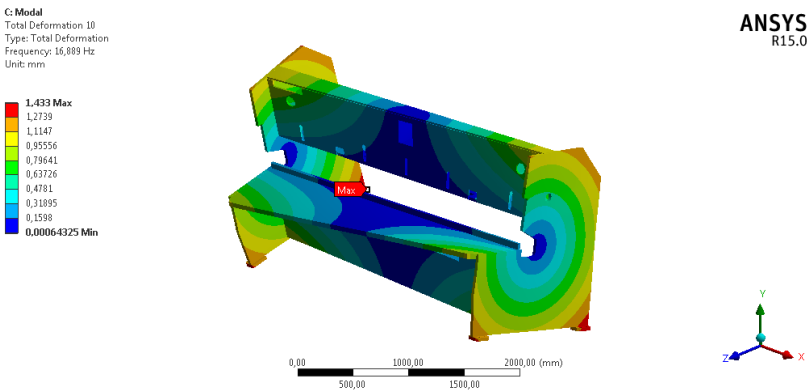


Figura 4.27 - Representação do 1º modo de frequência natural.

#### 2º Modo 30 Hz

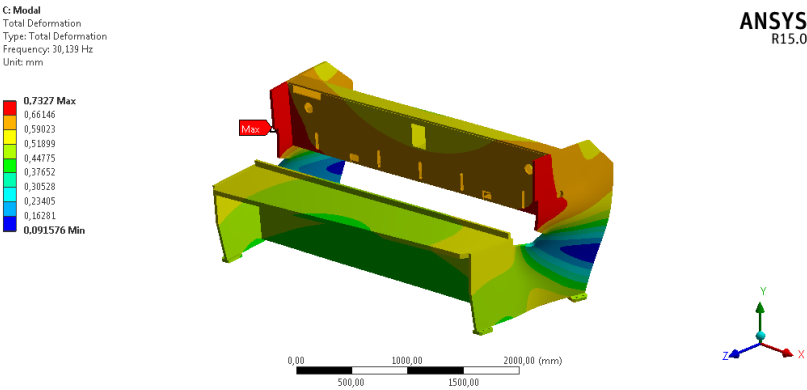


Figura 4.28 - Representação do 2º modo de frequência natural.



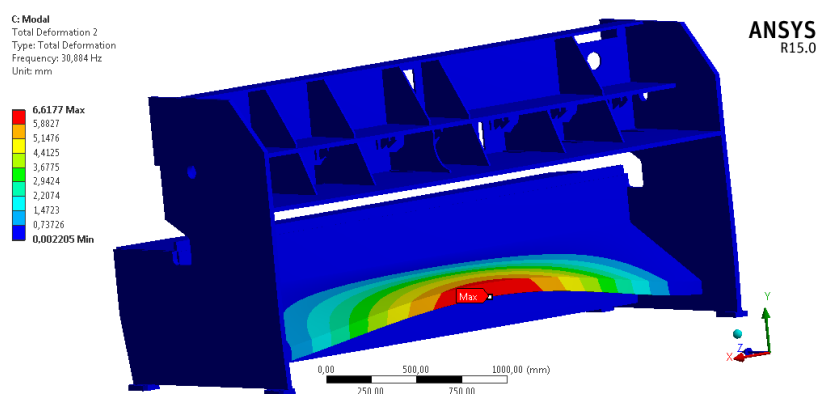
**3º Modo 31 Hz**

Figura 4.29 - Representação do 3º modo de frequência natural.

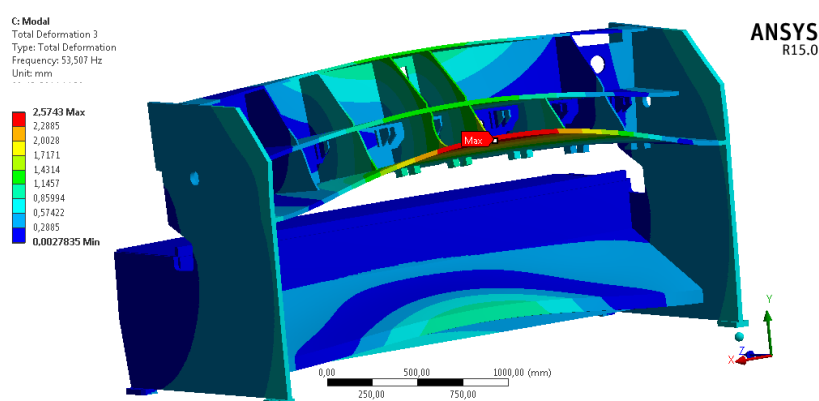
**4º Modo 54 Hz**

Figura 4.30 - Representação do 4º modo de frequência natural.

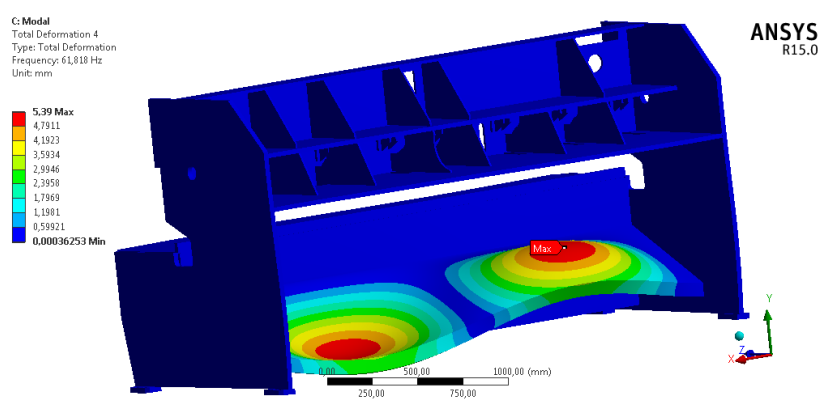
**5º Modo 62 Hz**

Figura 4.31 - Representação do 5º modo de frequência natural.

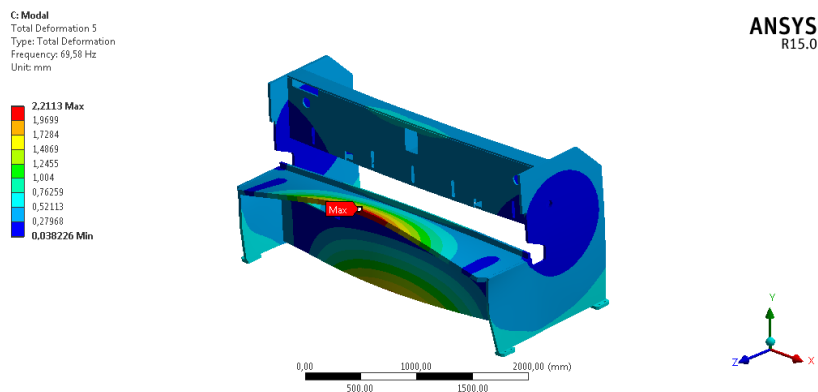
**6º Modo 70 Hz**

Figura 4.32 - Representação do 6º modo de frequência natural.

**4.5.1.1. Discussão de Resultados**

O 1º modo de frequência natural da estrutura é de torção, sendo de 17 Hz e considera-se um valor baixo, embora se constate que poderá estar afastado da frequência de operação. A frequência de operação pode ser semelhante às obtidas por um impacto e portanto estar dentro do campo de frequência medido.

É assim fundamental ter em conta, a frequência do impacto da lâmina superior com o material, que como se sabe, durante o impacto é libertada energia pelo que faz percorrer o campo de frequências. A situação de impacto na estrutura descrita anteriormente, só se manifesta depois do corte, quando o porta-lâminas atinge o ponto máximo de curso, libertando assim a sua energia e não interferindo na operação de corte.

No que respeita ao 2º modo de frequência, é necessário ter o cuidado de avaliar o comportamento frágil na zona central dos montantes. Esta parte poderá ter uma grande influência no trabalho de operação da máquina. Relativamente ao 3º e 5º modo estes não apresentam problemas, uma vez que deformam numa zona que não provoca deformações na operação de corte, pois esta zona permanece praticamente não deformada. Por fim, os modos 4º e 6º são importantes por se tratar de zonas que afetam diretamente a operação de corte, embora as suas frequências sejam elevadas.

De uma forma geral, considera-se que as primeiras frequências naturais são relativamente baixas para o tipo de estrutura da máquina-ferramenta em questão.

4.5.2. Modos de Vibração para a Máquina-ferramenta Constrangida

Os modos de vibração obtidos para as condições de simulação estabelecidas, podem ser vistos na tabela 4.15.

Tabela 4.13 - Modos de Vibração.

Modo	Frequência [Hz]	Modo	Frequência [Hz]
1	19	8	82
2	31	9	84
3	44	10	96
4	49	11	97
5	61	12	116
6	62	13	117
7	79		

Onde,

1º Modo 19 Hz

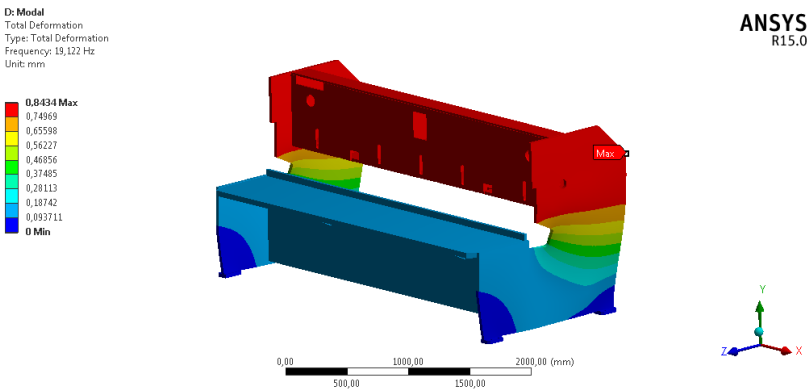


Figura 4.33 - Representação do 1º modo de vibração.

2º Modo 31 Hz

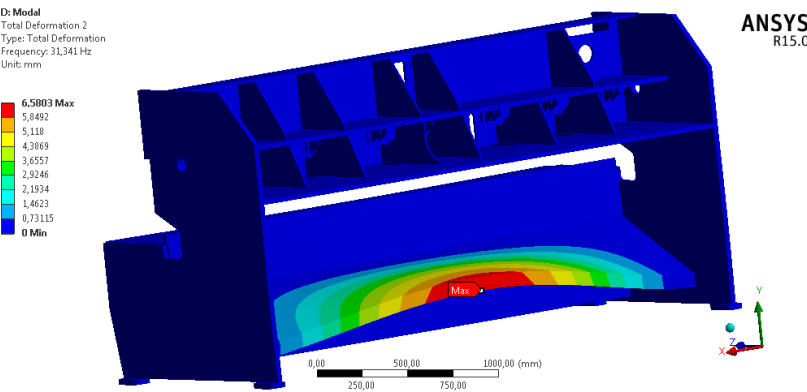


Figura 4.34 - Representação do 2º modo de vibração.

**3º Modo 44 Hz**

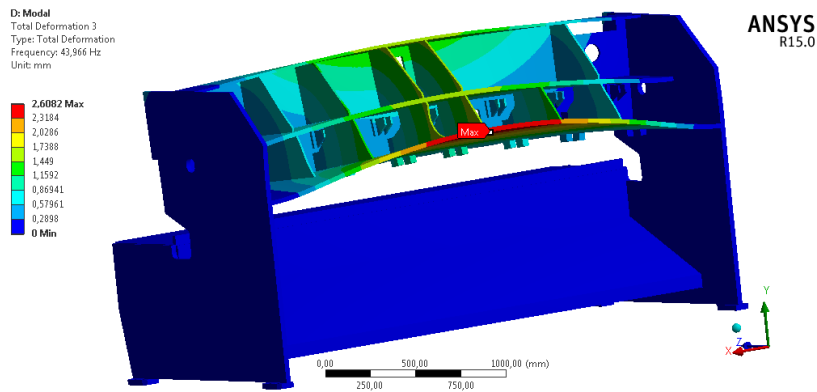


Figura 4.35 - Representação do 3º modo de vibração.

**4º Modo 49 Hz**

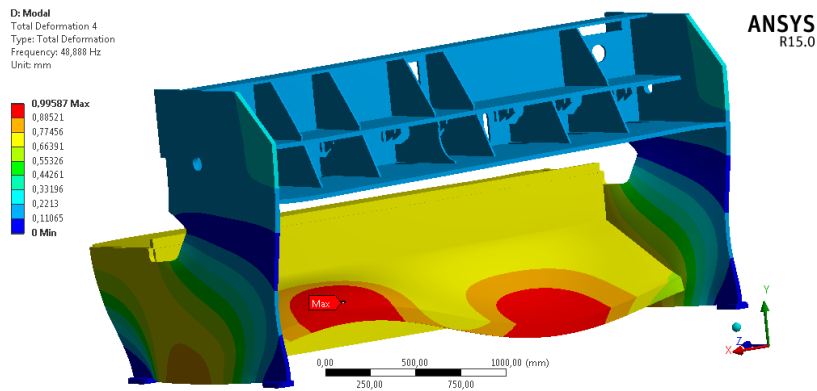


Figura 4.36 - Representação do 4º modo de vibração.

**5º Modo 61 Hz**

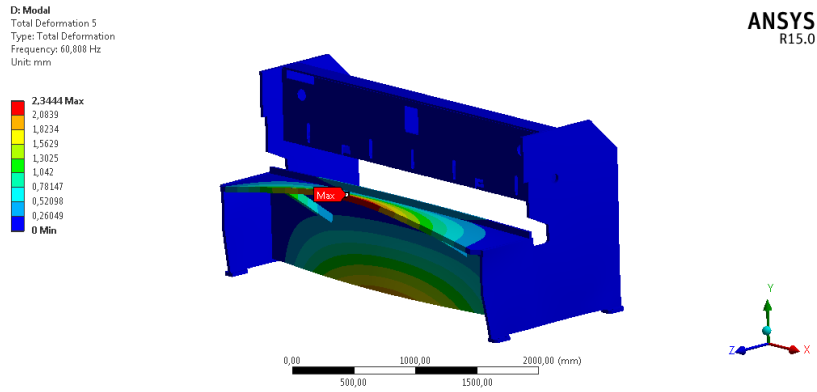


Figura 4.37 - Representação do 5º modo de vibração.

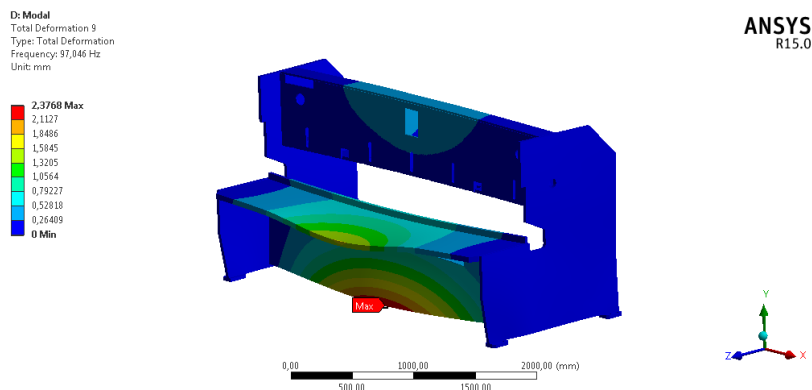
**11º Modo 97 Hz**

Figura 4.38 - Representação do 11º modo de vibração.

**4.5.2.1. Discussão de Resultados**

Para se perceber como interferem os Modos de Vibração no desempenho é necessário ter em consideração que as velocidades de trabalho são, de certo modo, baixas, existindo a possibilidade de alguns desses modos de vibração não se verificarem a estas velocidades.

Contudo, é de realçar que quando se analisam as frequências de uma estrutura, um aspeto a ter em conta são, e caso existam, as frequências aquando de um impacto ou arrombamento. Este aspeto é tão importante como a própria frequência natural da estrutura, uma vez que, quando ocorre o impacto, a estrutura percorre toda a gama de frequências. Este aspeto também está relacionado com a energia que é provocada durante o impacto, ou seja, quando maior for o impacto, maior será a energia envolvida na gama de frequências que poderá atingir.

Através do gráfico da figura 4.39, é possível fazer uma análise ao movimento do porta-lâminas para encontrar a frequência que ocorre durante o corte ( $h$ ).

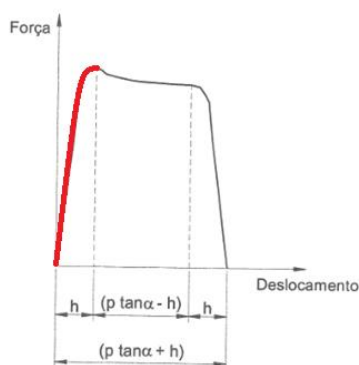


Figura 4.39 - Análise ao movimento de descida do Porta-Lâminas

Do gráfico retira-se que o deslocamento inicial ( $h$ ) corresponde à espessura da chapa a cortar e pode-se considerar a zona vermelha do gráfico como um período ( $T$ ), pelo que é necessário descobrir este valor para o cálculo da frequência ( $f$ ), da equação 48.

$$f = \frac{1}{T} \quad (48)$$

Onde, a frequência ( $f$ ) corresponde ao número de ocorrências de um evento (ciclos, voltas, oscilações, etc) em um determinado intervalo de tempo. O intervalo de tempo é representado pelo Período ( $T$ ).

Para encontrar o período durante o corte ( $h$ ), sabe-se que a máquina-ferramenta realiza 17 golpes por minuto a uma velocidade de 60 mm/s (cálculo realizado e obtido no capítulo seguinte) e que o curso vertical do porta-lâminas é de 100 mm.

Uma vez que é necessário um minuto para perfazer 17 golpes, ou seja, 60 segundos, pela relação de proporcionalidade, conclui-se que para fazer-se 1 golpe são necessários 3,5 segundos. Este tempo é o tempo que demora a percorrer uma descida e uma subida do porta-lâminas, sendo necessário dividi-lo por 2, pelo que resultam 1,8 segundos, ou seja, demora 1,8 segundos para percorrer 100 mm.

Se são necessários 1,8 segundos para percorrer os 100 mm de curso vertical durante a descida, usando a relação de proporcionalidade descobre-se quanto tempo é necessário para percorrer os 6 mm de espessura. O tempo necessário é de 0,10 segundos e é representado pela letra ( $h$ ), no gráfico da figura 4.39.

Substituindo, agora, na equação 50, vem,

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,1058} = \mathbf{9,5 \text{ Hz}}$$

Estando o valor de 9,5 Hz longe do primeiro modo de vibração que se situa pelos 19 Hz.

Em relação aos modos de vibração podemos concluir que,

- O 1º modo de vibração mostra que a estrutura encontra-se acima da frequência de trabalho, mas se a frequência de arrombamento percorrer a gama de frequências é

necessário considerar o movimento lateral oscilante, provocado pelos montantes na zona do cole de cisne.

- O 2º, 6º, 7º, 8º, 9º, 10º, 12º e 13º modo de vibração são menos problemáticos, pois apresentam o mesmo aspeto, sendo que na blindagem surge a maior deformação, o que não interfere com o trabalho de corte.
- O 4º modo de vibração provoca deformações semelhantes às resultantes descritas anteriormente, embora afete também a zona de trabalho de corte.
- O 3º modo de vibração, afeta em particular a placa superior 1, provocando torção, que se reflete na restante estrutura superior, afetando o trabalho de corte final.
- O 5º e 11º modo de vibração são importantes por apresentarem deformações nas duas placas que atuam diretamente no trabalho de corte, levando a que apresentem erros na precisão final do corte.

Outro aspeto a ter em conta é a frequência do motor que se situa em torno dos 50 Hz, tornando-se próximo do 4º modo de vibração. Todas estas vibrações vão originar folgas nas ligações, reduzindo o tempo de vida dos componentes.

## **4.6. Análise Experimental – Estrutura Original**

### **4.6.1. Considerações Iniciais**

Para se iniciar a realização da análise experimental é necessário estabelecer qual ou quais os locais da estrutura mais importantes que se pretendem estudar, de modo a auxiliar na validação dos resultados obtidos numericamente. Os locais escolhidos estão representados nas figuras 4.15, 4.16 e 4.17, sendo respetivamente a mesa, a parte inferior do suporte da lâmina inferior e por último a Placa Superior 1.

O motivo pelo qual estes locais são selecionados deve-se ao facto de serem os mesmos adotados pela empresa e por serem os locais com melhor acesso para estudar a abertura da estrutura durante o corte.

#### 4.6.2. Procedimento Experimental

O procedimento a adotar para esta análise experimental consiste no corte de uma placa de aço de 6 mm de espessura, com comprimento de sensivelmente 1 metro, no centro da estrutura.

A figura 4.40 ilustra os pontos que são alvo de estudo da análise experimental.

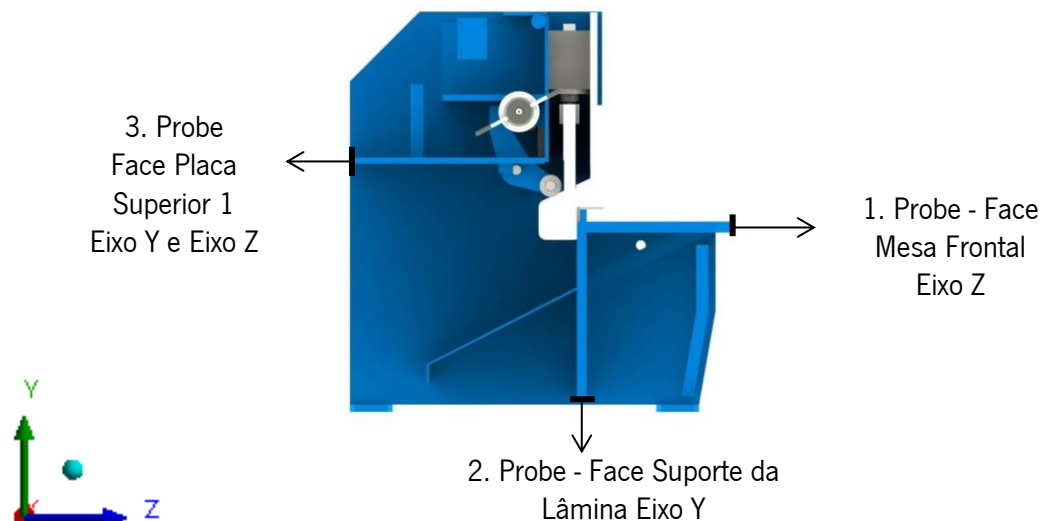


Figura 4.40 - Representação dos pontos de estudo na estrutura.

O equipamento necessário para a realização deste ensaio experimental é o aparelho relógio comparador de resolução 0,01 mm com uma base magnética.

A sua colocação pode ser vista na figura 4.41. A figura 4.41 (a) corresponde à parte da frente da estrutura (Face Mesa Frontal) e a figura 4.41 (b) corresponde à parte traseira da estrutura (Face da Placa Superior 1).

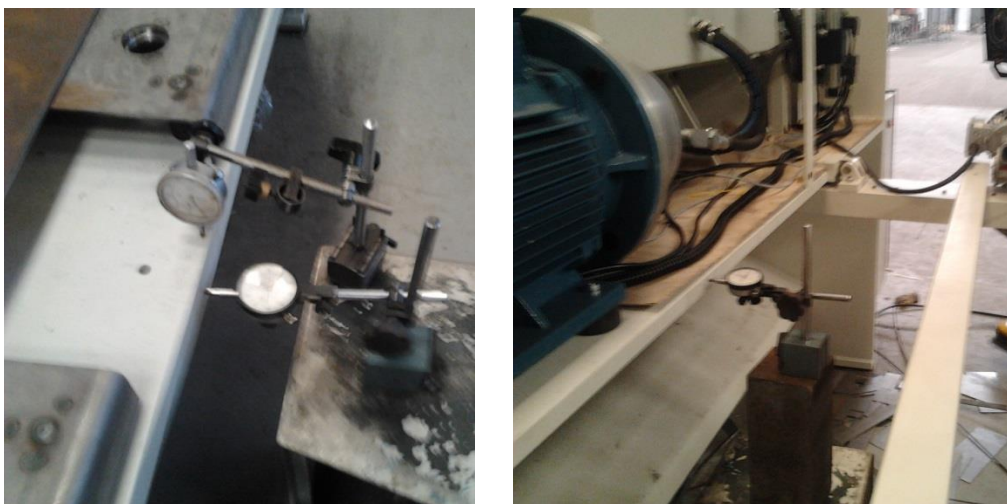


Figura 4.41 - a) Colocação na Mesa b) Colocação na Placa Superior 1.



### 4.6.3. Resultados e sua Discussão

Os resultados obtidos na realização da análise experimental encontram-se na tabela 4.14, onde é possível avaliar a diferença entre o valor numérico e o experimental.

Tabela 4.14 - Resultados obtidos na Análise Experimental.

Componentes		Deformação		
		Numérico	Experimental	Erro (%)
<b>1. Mesa Frontal</b>	Eixo Z [mm]	0,357	0,345	3,3
<b>2. Suporte da Lâmina</b>	Eixo Y [mm]	0,52	0,50	3,8
<b>3. Placa Superior 1</b>	Eixo Y [mm]	0,98	1,04	6
	Eixo Z [mm]	0,41	0,38	7,3

Verifica-se na tabela, que os resultados obtidos experimentalmente validam o estudo analítico realizado com esforços envolvidos na estrutura e aos valores obtidos numericamente através do programa *ANSYS*.

Segundo a tabela 2.2, no capítulo 2, para valores compreendidos entre 0% e 10% de diferença fase aos obtidos experimentalmente, considera-se que os resultados são excelentes. Como o maior valor alcançado é de 7%, considera-se que a análise numérica da estrutura apresenta valores credíveis, garantindo que se pode trabalhar a estrutura numericamente com um elevado grau de confiança.

No entanto, existem aspetos que podem influenciar os resultados alcançados, nomeadamente, a estrutura não se encontrar presa ao pavimento no momento do teste; a correta regulação da folga para espessuras de 6 mm, nos suportes de rolamentos centrais, uma vez que as bandas cortadas apresentam fios de rebarba que são necessários remover à mão; as simplificações efetuadas na estrutura para posterior simulação numérica; e por último, o valor da constante  $C$ , na equação (4), para a dedução da força, que faz alterar os valores das forças de corte vertical e lateral. Contudo, considera-se que os resultados alcançados são de acordo com as expetativas.

#### **4.6.4. Análise do corte de duas bandas com diferentes folgas**

Como complemento da análise experimental, procede-se à visualização do corte produzido pela máquina-ferramenta.

Na figura 4.42, é possível verificar as diferenças nas faces de corte de duas tiras. No lado esquerdo encontra-se o corte de uma chapa de 6 mm de espessura, mas com uma folga mais reduzida que o recomendado, correspondente a uma espessura de corte de 3 mm e no do lado direito a folga correta para uma chapa de espessura 6 mm.



Figura 4.42 - Tira da direita cortada com folga de 3 mm, tira da esquerda cortada com folga 6 mm.

Em ambas, é possível observar a distinção da zona de corte brilhante, da zona de fratura que é grosseira e baça. De realçar, a deformação causada na tira da esquerda devido à folga incorreta usada.

Outro aspeto que não se verifica é deformação geral da estrutura no momento dos cortes, refletindo a previsão feita pela análise modal já apresentada no capítulo anterior. Seria, de interesse, para trabalhos futuros, fazer-se a análise modal experimental à máquina-ferramenta disponibilizada pela empresa.



## **5. OTIMIZAÇÃO DO CASO DE ESTUDO**



## 5.1. Objetivos

Analisado o equipamento tal como está projetado e construído atualmente, é assim objetivo criar soluções que introduzam melhorias, seguindo os seguintes critérios:

- Melhoria em 50% das deformações, mantendo-se a massa do equipamento e custo de fabricação;
- Diminuir a massa e o tempo ou custo de produção, assegurando as deformações e tensões atuais.

## 5.2. Metodologia Utilizada

A metodologia utilizada neste capítulo é repartida em três fases. Numa *Primeira Fase*, é estuda a estrutura original separadamente em duas partes, uma inferior e outra superior, ver figura 5.1, de modo a desenvolver uma nova solução mais eficiente para cada parte, sendo por fim montada a estrutura com a designação de “*Solução 1*”.

Este passo só é possível, uma vez que a modificação de uma das partes, em termos de comportamento mecânico, não influencia a outra parte e vice-versa.

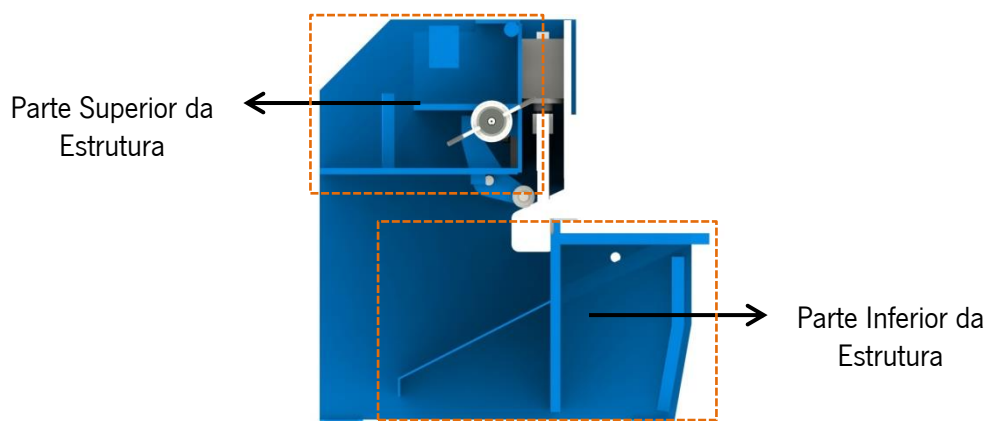


Figura 5.1 - Ilustração das duas partes a estudar separadamente.

Numa *Segunda Fase* são apresentas e descritos novas propostas de solução, tendo como base a Solução 1 e a estrutura Original. O objetivo de estudar é a influência que o número de cutelos tem no comportamento mecânico, bem como a abertura do cole de cisne.

Por fim, na *Terceira Fase* são reunidas numa tabela apenas as melhores soluções estudadas, que melhor satisfazem o objetivo do presente trabalho, que consiste em reduzir as deformações no “Eixo Z” (sistema de coordenadas adotado, figura 5.2), que provocam a

abertura da estrutura. Os resultados das análises estáticas individuais, para cada solução, seguido de uma discussão dos resultados obtidos, são apresentados no ANEXO F.

### 5.3. Primeira Fase – Solução 1

#### 5.3.1. Parte Inferior Original

Como ponto de partida para o estudo do melhoramento na parte inferior da estrutura, é necessário realizar uma análise estática individual apenas à parte inferior da estrutura original, de modo a conhecer o deslocamento no eixo Z.

Através deste passo, é possível desenvolver novas soluções e comparar os valores obtidos com os da parte inferior da estrutura original.

Na figura 5.2 é possível verificar as condições de fronteira aplicadas à parte inferior, que consistem num encastramento nas extremidades das faces, com as respectivas forças de corte e dos calcadores, já descritas no capítulo 4.

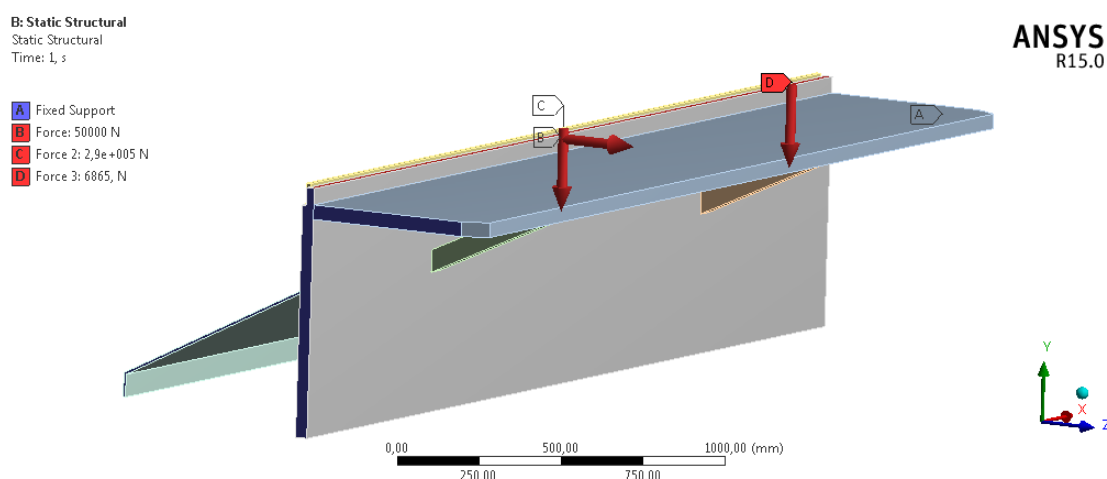


Figura 5.2 - Representação dos constrangimentos.

Relativamente à malha é utilizada a mesma configuração que no Capítulo 4 (pág. 107), sendo ainda, introduzido um “*Probe*” (sensor) na face exterior da “*mesa*”, com o objetivo de medir o valor do deslocamento no eixo dos Z (sistema de coordenadas adotado, como mostra a figura 5.3).

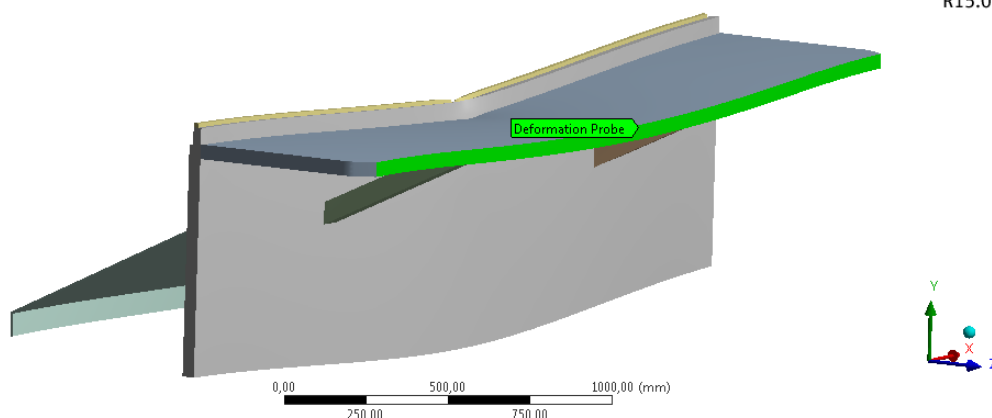
B: Static Structural  
Deformation ProbeANSYS  
R15.0

Figura 5.3 - Representação da localização do sensor.

Em seguida, na tabela 7.1 é apresentado o resultado obtido para o deslocamento, no eixo Z.

Tabela 5.1 - Resultado obtido para o deslocamento ao centro.

<b>Mesa frontal 1</b>	<i>Carga ao Centro</i>
	<i>Original</i>
<i>Eixo Z [mm]</i>	0,100

A deformação obtida na tabela 5.1 representa o ponto de partida e comparação das novas propostas de soluções, devendo o deslocamento no Eixo Z ser inferior a 0,100 mm.

### 5.3.2. Estudo e Proposta – Solução 1 – Parte Inferior da Estrutura

Após a realização de testes a diferentes propostas de soluções, como por exemplo, aumento da espessura nas 2 placas (Mesa e Placa Suporte da Lâmina) em mais de 10 mm face à espessura original ou novas alternativas de geometrias de reforços e posicionamento, constata-se que os ganhos obtidos são na ordem dos 5% a 20%, sendo o aumento da massa um dos mais significativos em termos de relação “massa/tempo de produção” versus “ganhos”.

Esta solução do aumento da massa traduz-se num aumento de peso final na estrutura e de custos. Outra solução que é implementada pela empresa é a adição de reforços mais rígidos, como placas, que provocam também um aumento de peso final, tempo de produção e custos. Mesmo assim estas hipóteses foram testadas e analisando os resultados obtidos, constata-se que a geometria tem que ser redesenha de modo a conseguir o objetivo de 50% de ganho pretendido. Observa-se, ainda, que as placas da Mesa e da Placa Suporte da Lâmina, possuem



uma enorme influência na absorção dos esforços, embora a sua configuração não seja a mais eficiente.

É necessário compreender quais as forças envolvidas no problema e perceber em que medida, se pode alterar a geometria para torná-la mais eficiente na absorção dos esforços provocados pelas forças de corte. Através da figura 5.4, é possível verificar que em vez de se considerar as forças separadamente, ou seja, numa força de corte vertical e numa força de corte lateral, se deve considerar a resultante de forças, como uma só.

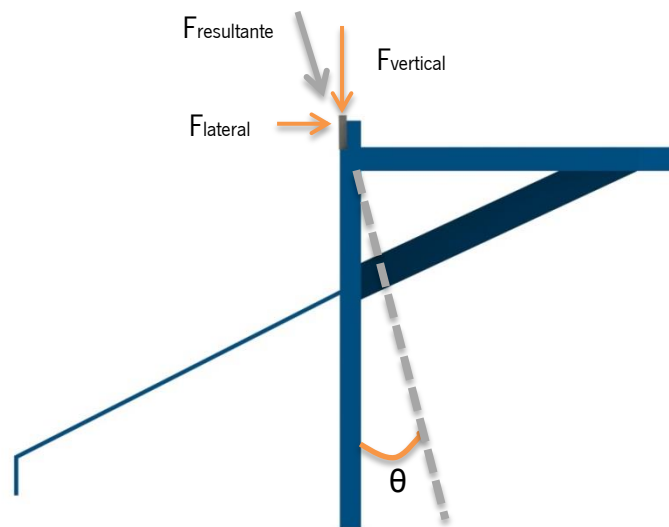


Figura 5.4 - Ilustração da ideia proposta.

Este tipo de exercício permite, não só, mostrar a trajetória da força resultante entre ambas as forças de corte, como perceber a geometria mais correta para absorver a força. Neste caso, considera-se a placa de suporte da lâmina inclinada de um ângulo ( $\theta$ ). Na figura 5.4 é representado o ângulo ( $\theta$ ) entre a força de corte vertical e a resultante das forças de corte, já calculado no Capítulo 4 (pág. 101), aquando da necessidade de encontrar a força de corte lateral. O ângulo ( $\theta$ ) inicial adotado é de  $10^\circ$ .

Constrói-se a solução proposta definindo a geometria no programa *ANSYS*, de modo a poder variar o ângulo ( $\theta$ ), mantendo o atravacamento original. Constata-se que é necessário passar a espessura da placa do suporte da lâmina de 40 mm para 45 mm devido aos furos situados na face superior, junto à lâmina, que servem de apoio às chapas a cortar. Ao efetuar este aumento de espessura na placa do suporte da lâmina, é diminuída a espessura da mesa de 45 mm para 40 mm, ficando assim a massa sensivelmente igual à massa original.

Na figura 5.5, é possível verificar a diferença entre a geometria original, representada pela figura 5.5 (a) e a nova geometria, figura 5.5 (b).

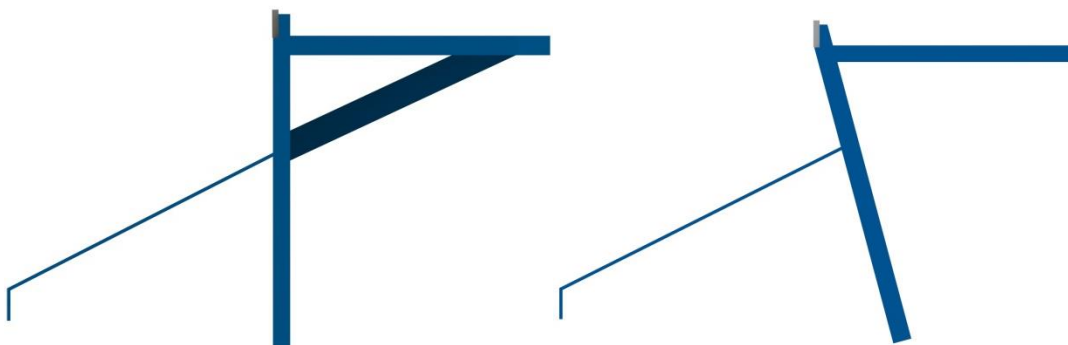


Figura 5.5 - a) Geometria Original; b) Geometria proposta.

O resultado da nova geometria, para um ângulo de  $10^\circ$ , pode ser visto na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Comparação dos resultados para o ângulo de  $10^\circ$ .

<b>Mesa frontal 1</b>	<i>Carga ao Centro</i>		
	<i>Original</i>	<i>Solução com <math>10^\circ</math></i>	<i>Ganho (%)</i>
<i>Eixo Z [mm]</i>	0,100	0,070	30

Como se pode observar, agindo apenas na geometria gera-se uma nova configuração que absorve os esforços e conseguem-se obter ganhos na ordem dos 30%, para um ângulo de  $10^\circ$ , comparativamente à geometria original.

Outro aspeto a ter em conta, nesta nova configuração, é o facto de não implicar um aumento de massa, nem implicar a necessidade de se adicionar novos reforços, tal como acontece no caso da empresa RICO quando pretendem melhorar a deformação.

Esta nova solução, de um modo geral, é bastante satisfatória por apresentar um bom desempenho na relação “*massa/tempo de produção*” versus “*Ganhos*”, uma vez que mantém sensivelmente a mesma massa e o mesmo tempo de produção que a estrutura inferior original, apresentando melhor ganhos no final.

Na sequência desta inovação, estuda-se de seguida a influência da variação do ângulo ( $\theta$ ) e a sua influência no suporte da estrutura em estudo. Constatase assim que alterando o ângulo de  $10^\circ$  para  $15^\circ$ , o resultado ainda é melhor, como se mostra na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Comparação dos resultados para o ângulo de 15°.

<b>Mesa frontal 1</b>	<i>Carga ao Centro</i>		
	<i>Original</i>	<i>Solução com 15°</i>	<i>Ganho (%)</i>
<i>Eixo Z [mm]</i>	0,100	0,048	52

Com esta nova alteração, o objetivo de alcançar ganhos na ordem dos 50% é atingido, conseguindo manter as mesmas vantagens de melhoria já mencionadas em cima. Esta é a solução otimizada que se propõe implementar na estrutura final.

### **5.3.3. Estudo da Parte Superior da Estrutura**

#### **5.3.3.1. Estudo e Proposta – Solução 1 – Parte Superior da Estrutura**

Como já apresentado no Capítulo 4 a parte superior da estrutura na placa superior 1, deforma-se 1 mm no eixo dos Y.

Para uma primeira abordagem ao problema, utiliza-se um modelo simplificado da estrutura superior e recorre-se ao programa FTOOL para a visualização do comportamento mecânico da parte superior da estrutura à deformação. É desenhada uma estrutura simplificada da estrutura original, ver figuras 5.6 e 5.7, para de uma forma simplificada comparar a geometria existente com outros modelos criados com possíveis melhorias.

Atribuem-se cargas arbitrárias atuantes na mesma forma que na estrutura e avalia-se como esta reage, nestas condições.

O valor do deslocamento no eixo X e no eixo Y é obtido no programa, na extremidade da placa 1, "ponto de referência", como ilustra a figura 5.7.

#### **a) Caso Original**

As cargas são aplicadas de modo a simular o local onde são exercidas na própria estrutura, ver figuras 5.6 e 5.7. Os constrangimentos situam-se nas extremidades da placa frontal de modo a conseguir simular o deslocamento do ponto de referência.

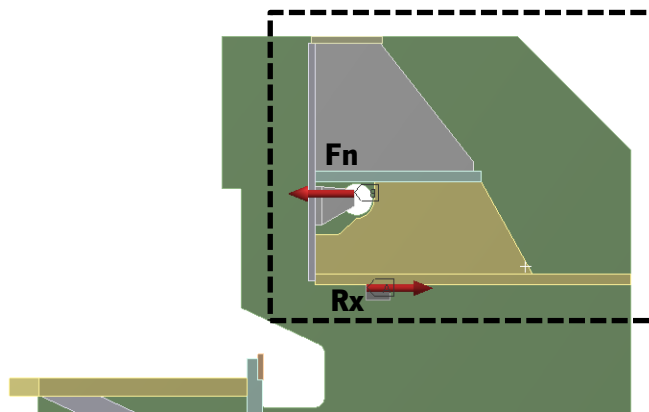


Figura 5.6 – Representação das forças na parte Superior da Estrutura.

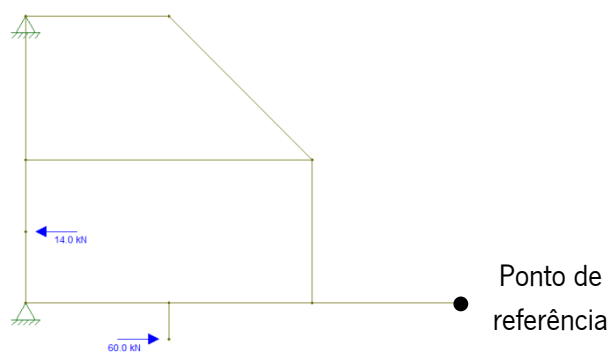


Figura 5.7 - Ilustração da estrutura original da parte superior e o local do ponto de referência.

### b) Caso 1

Para o caso 1, opta-se por aumentar o comprimento dos cutelos inferiores até à extremidade da Placa Superior 1, como ilustrado na figura 5.8, uma vez que se pretende aumentar o momento de inércia, ou seja, somar o momento de inércia da Placa Superior 1 com o do Cutelo. O diagrama de esforços mostrado na figura 5.8 reflete a modificação sujeita.

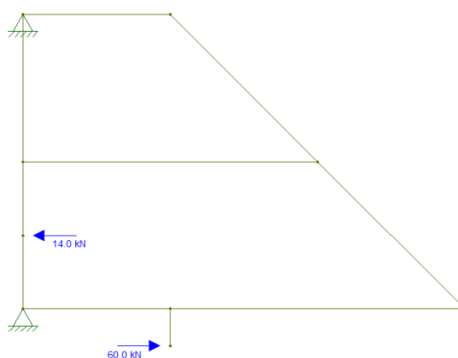


Figura 5.8 – Ilustração do caso 1 com as respetivas cargas.

### c) Caso 2

No segundo caso, é tido em conta o agravamento que os Cubos (ver Capítulo 1, figuras 1.4 e 1.7) originam na estrutura, pelo facto de os mesmos aplicarem um momento torsor na

Placa Superior 1. Sendo assim, como representado na figura 5.9, são removidos os cubos e a carga passa a ser aplicada diretamente na própria placa superior 1.

A vantagem desta remoção é a carga aplicada, ser absorvida diretamente na massa da placa, não originando nenhum momento.

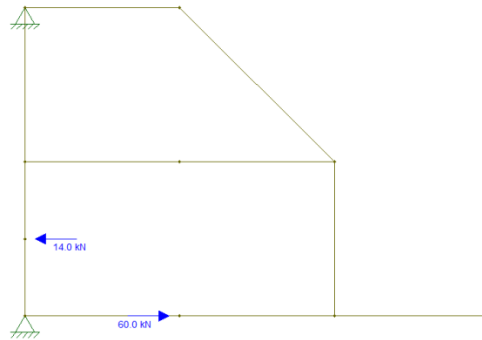


Figura 5.9 - Ilustração do caso 2, sem os cubos, com as respectivas cargas.

#### d) Caso 3

Por último, para o caso 3, figura 5.10, considera-se recuar a carga de modo a aumentar o momento de inércia da placa, ou seja, aumentar a massa que absorve a carga.

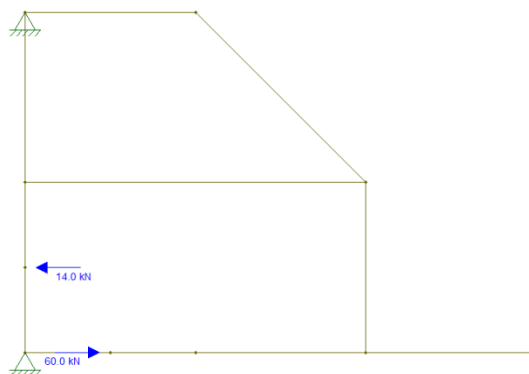


Figura 5.10 - Ilustração do caso 3, com a carga recuada, e as respectivas cargas.

Os resultados obtidos, no ponto de referência ilustrado na figura 5.7 que é comum a todos os casos, podem ser observados na tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Resultados obtidos para o ponto de referência.

<b>Caso</b>	<b><i>Deslocamento Eixo Y [mm]</i></b>	<b><i>Deslocamento Eixo X [mm]</i></b>
Original	5,04	3,75 E-03
1	3,06	4,32 E-03
2	1,82 E-03	3,68 E-03
3	1,17 E-03	1,84 E-03

Da tabela, conclui-se que os casos que melhor satisfazem os requisitos são os casos 2 e 3. O motivo de apresentarem melhores resultados prende-se, pelo facto de os Cubos introduzirem momentos torsores na estrutura, sendo o deslocamento da Placa Superior 1 agravado pelo segundo momento torsor, criado pela segunda carga  $F_n$  (ver figura 5.6).

Para avaliar os resultados acima obtidos, redesenha-se a parte superior da estrutura sem os cubos no *Solidworks*, figura 5.11. Esta mesma configuração é depois reproduzida no programa de elementos finitos *ANSYS*, para validação dos resultados locais.



Figura 5.11 - Detalhe do corte na Placa Superior 1.

A figura 5.11 ilustra lado a lado, a opção original dos cubos do lado esquerdo da figura versus a opção da nova solução mostrada no lado direito. Com esta nova solução, a carga passa a ser aplicada diretamente na face da Placa Superior 1, deixando de existir o desvio da ação em relação ao eixo da placa anulando o momento torsor existente inicialmente.

Na tabela 5.5, é possível observar a diferença de resultados obtidos na simulação numérica da estrutura completa, para o eixo dos Y da Placa Superior 1, entre a parte superior da estrutura com os cubos e sem os cubos. As cargas utilizadas na simulação numérica, foram as mesmas utilizadas na estrutura original, não sendo considerado que ao subir o veio para a nova posição, as forças apresentam um valor ligeiramente superior. Contudo, este facto serve apenas de orientação para o presente estudo.

Tabela 5.5 - Resultados obtidos, para uma carga ao centro, na Placa Superior 1.

<b>Placa 1</b>	<i>Carga ao Centro</i>		
	<i>Original</i>	<i>Solução sem Cubos</i>	<i>Ganho (%)</i>
<i>Eixo Y [mm]</i>	1	0,070	30

Observa-se que a diferença em termos percentuais de melhoria, apenas pela remoção dos Cubos para o eixo dos Y é em cerca de 30%. Fica assim comprovado que a geometria original, utilizando os Cubos não é a mais eficiente em termos de absorção de esforços.

De forma a aumentar os ganhos obtidos anteriormente, considera-se a mesma ideia usada para o caso da parte inferior (Capítulo 5.3.2.) na geometria da estrutura da parte superior. Uma vez que a força resultante gera uma força contrária, opta-se por inclinar a Placa Superior 1, inicialmente em  $10^\circ$ , como na figura 5.12, por ser o ângulo entre a resultante das forças de corte já calculado anteriormente.

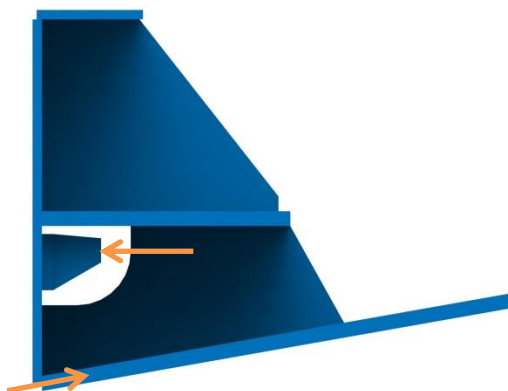


Figura 5.12 – Representação da nova geometria da estrutura da parte superior e respetivas cargas.

Esta alteração faz aumentar o momento de inércia da Placa Superior 1, uma vez que o seu comprimento é maior, aumentando assim a massa resistente à carga nela aplicada, como também aumenta o momento de inércia polar ( $J_p$ ). O momento de inércia polar, no presente caso, é importante devido à deformação que ocorre na estrutura da parte superior, na medida que é um caso de *Flexão* combinado com *Torção*. Para estes casos com torção utiliza-se para o seu dimensionamento, o momento de inércia polar, como visto no Capítulo 3.

Analisando e comparando a Placa Superior 1, da figura 5.13, com a original, relativo ao valor obtido para a resistência polar, este pode ser visto na tabela 5.6.

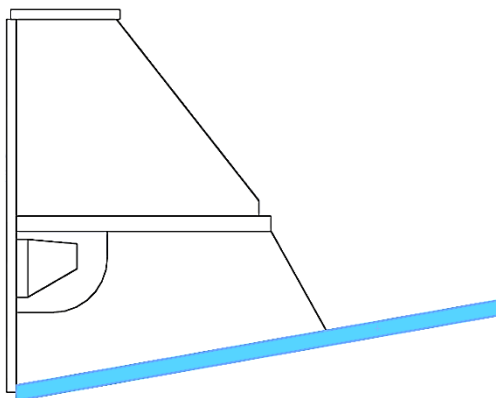


Figura 5.13 – Estudo do momento de inércia polar para a placa superior 1.

Os valores obtidos para o momento de inércia em  $x$  e em  $y$ , são obtidos através do programa Solidworks, no módulo “Evaluate” em “Section Properties”. Relativamente ao valor de  $c_{max}$ , este corresponde à metade do comprimento de cada placa.

Tabela 5.6 - Resultados obtidos para o Momento de Inércia Polar.

	$I_x$ ( $mm^4$ )	$I_y$ ( $mm^4$ )	$J_p = I_x + I_y$ ( $mm^4$ )	$c_{max}$ ( $mm$ )	$W_p = \frac{J_p}{c_{max}}$ ( $mm^4$ )
<b>Placa Original</b>	1 039 062,50	105 868 650	1059 725 712,50	399	265595
<b>Placa Proposta</b>	1 055 060,46	1108 475 056	1109 530 116,52	405,155	273853

Da análise à tabela 5.6, verifica-se que o momento de inércia em  $y$  é muito superior ao momento de inércia da placa original, o que origina uma maior resistência ao esforço provocado pela carga atuante na Placa Superior 1. Relativamente ao momento de inércia polar, verifica-se que este é também maior para a Placa Superior 1 que o apresentado pela placa original.

Deve ser tido em conta, que o comprimento da placa proposta aumenta a sua dimensão devido à inclinação da Placa Superior 1, o que origina maior massa mas contribui para uma maior resistência aos esforços no sentido transversal da placa.

Outro aspeto que melhora o comportamento da estrutura é o facto de se diminuir a encurvadura dos cutelos inferiores, ou seja, face aos cutelos originais diminui-se a altura na sua extremidade final, o que traduz numa maior resistência à encurvadura.

Esta solução permite reduzir a torção e melhorar o comportamento à flexão e por conseguinte melhora a deformação no eixo dos  $Z$ , que é o alvo mais importante de melhoramento pretendido pela empresa.

### 5.3.4. Representação da Estrutura Final – Solução 1

Através do estudo realizado anteriormente, para as partes inferior e superior, é construída a estrutura final para a Solução 1, com a melhor combinação encontrada para cada parte da estrutura da máquina-ferramenta, sendo caracterizada por:

- Inclinação da Placa Suporte da Lâmina, na parte inferior da estrutura, em  $15^\circ$ ;
- Inclinação da Placa Superior 1 em  $10^\circ$ .



A figura 5.14, representa a estrutura final proposta para a *Solução 1*, contendo as soluções propostas para a parte superior e inferior reunidas.



Figura 5.14 - Representação da nova proposta de geometria da solução 1.

Devido à consequente alteração da posição da placa superior 1 para a nova posição, torna-se necessário alterar, também, a posição de fixação do Suporte de Rolamentos, bem como a posição do esbarro. Estas alterações são apresentadas no ANEXO E.

#### **5.4. Segunda Fase – Descrição e Apresentação de Novas Propostas de Solução**

Neste tópico são apresentadas e descritas as novas propostas de soluções, tendo como base a Solução 1, anteriormente apresentada e a estrutura Original. É estudado o efeito do ângulo de inclinação da Placa Superior 1, a influência dos cutelos na estrutura, bem como, o efeito do cole de cisne.

Por fim, são apresentadas neste tópico as melhores soluções que reduzem os custos e tempo de produção, sendo descritas no ANEXO F as restantes. Os resultados detalhados e obtidos através da Análise Estática realizada, para cada solução, podem ser consultados no ANEXO F.

As considerações utilizadas para o carregamento, para os constrangimentos e para a malha, na realização da análise estática das várias soluções, encontram-se descritas no Capítulo 5.5.

### 5.4.1. Influência da variação do Ângulo da Placa Superior 1

#### a) Solução 2

Considera-se reduzir a inclinação da Placa Superior 1 de  $10^\circ$  para  $8^\circ$ . Esta opção prende-se pelo facto de que ao diminuir a inclinação, diminui a altura da Placa Superior 1 em relação à original, podendo assim existir mais espaço para a colocação das componentes envolventes da estrutura, como por exemplo, do sistema hidráulico. Os resultados obtidos podem ser vistos no ANEXO F.

### 5.4.2. Análise da Influência de Zonas Específicas da Estrutura

#### 5.4.2.1. Influência do Cole de Cisne

Outro aspeto que se considera ter bastante influência, no comportamento mecânico é a abertura do cole de cisne, que de um modo geral, contribui também para a abertura da estrutura durante o corte. Por conseguinte, opta-se por fechar o cole de cisne na Solução 1, ver figura 5.15, e na estrutura Original, de modo a estudar a sua influência em ambas as configurações.

#### a) Solução 3

Opta-se por utilizar para a configuração da geometria da Solução 1, o cole de cisne fechado, de modo avaliar o contributo que o mesmo tem em relação às deformações.

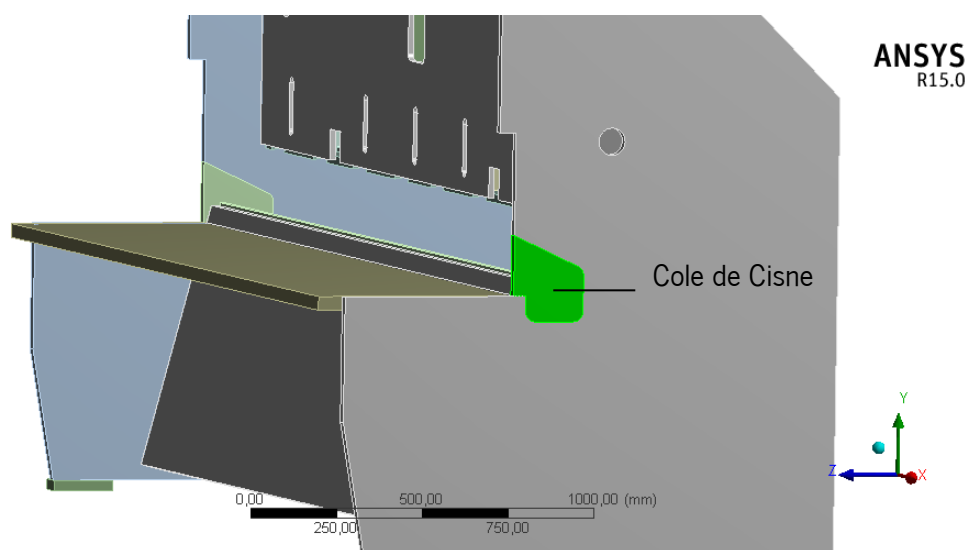


Figura 5.15 - Detalhe do Cole de Cisne fechado.

**b) Solução 3.1**

Da mesma forma pretende-se avaliar a influência do cole de cisne no comportamento mecânico da estrutura Original, em termos de deformações, dado que estes valores servem também de referência para a empresa Tomás Castro e Silva.

O fecho do cole de cisne tem as mesmas características geométricas usadas no modelo acima descrito. Os resultados obtidos podem ser vistos em ANEXO F.

**5.4.2.2. Influência da Remoção dos Cutelos**

Uma vez que era também objetivo, embora secundário por parte da empresa Tomás Castro e Silva, a redução do número de cutelos na estrutura, opta-se por criar duas soluções, uma sem os cutelos superiores da estrutura e outra solução apenas com dois cutelos superiores iniciais nas suas extremidades, de modo a avaliar a sua influência.

**a) Solução 4**

Para a solução 4, opta-se por remover todos os cutelos superiores na configuração inicial, ou seja, na solução 1, de modo a avaliar o comportamento mecânico da estrutura sem os mesmos. Os resultados obtidos podem ser vistos no ANEXO F.

**5.4.2.3. Influência dos Cutelos****a) Solução 4.1**

Opta-se por estudar a influência apenas dos dois cutelos superiores iniciais, como ilustrado na figura 5.16. Esta opção é criada para haver um aumento de rigidez à torção na estrutura da parte superior, com base no fundamento teórico descrito no Capítulo 3.8, caso 3.

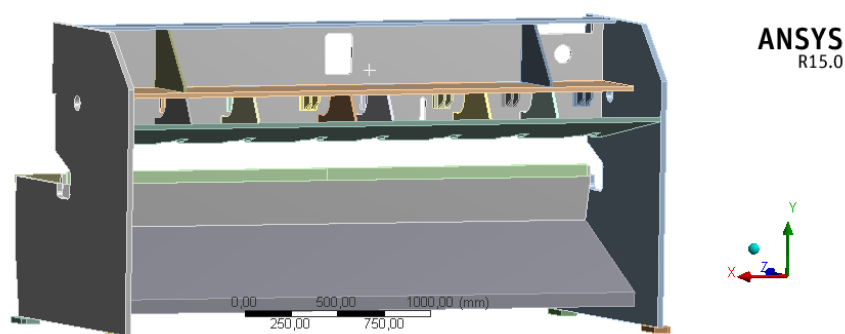


Figura 5.16 - Detalhe da parte traseira da estrutura sem os cutelos superiores ao centro.

Os resultados obtidos podem ser vistos em ANEXO E.

### 5.4.3. Adição de um Reforço na Placa Superior 1

Uma das ideias sugeridas pela empresa, para a resolução do problema do deslocamento no eixo Z, na parte superior da estrutura, é considerar um perfil de secção retangular soldado à Placa Superior 1, como ilustrado na figura 5.17. Os resultados obtidos, para a Solução 5, podem ser vistos no ANEXO F.

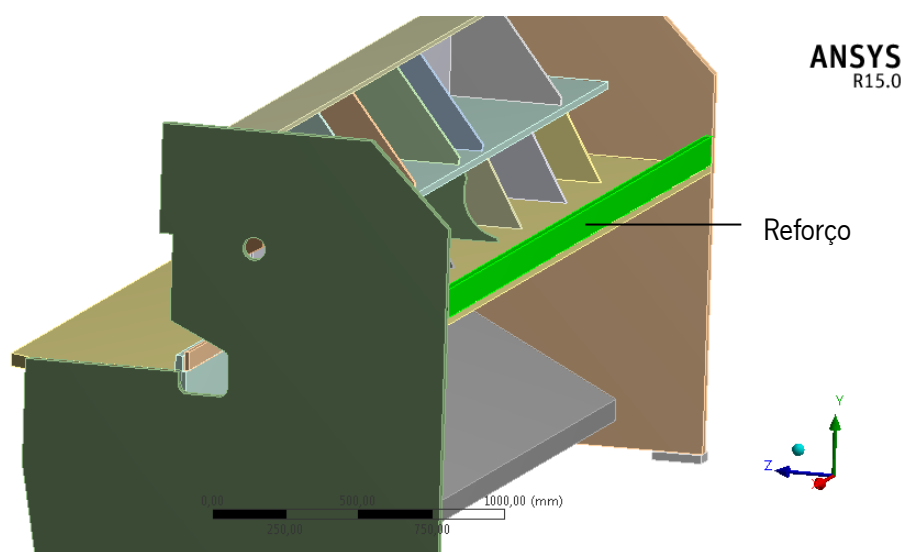


Figura 5.17 - Detalhe do pormenor do perfil de secção retangular.

Quando existe a necessidade, por parte da empresa, de adicionar maior rigidez à estrutura da máquina-ferramenta de modo a cortar tiras acima dos 6 mm de espessura, para um aço macio, sem perder a boa qualidade do corte, são adicionados reforços extras à estrutura. Assim, é apresentada uma proposta de solução a ser implementada na estrutura (ANEXO G).

### 5.4.4. Otimização

#### a) Solução 6.1 – Otimização da Massa e Tempo de Produção

Para o presente capítulo, considera-se a otimização da estrutura da Solução 1, por se tratar da estrutura que serve de base para as restantes soluções apresentadas, tendo como objetivo reduzir a deformação alcançada até à deformação original da máquina-ferramenta. Ao atingir os deslocamentos originais da estrutura, a massa é reduzida e por conseguinte, o tempo de produção também. Contudo, os deslocamentos mantêm-se iguais ao original, não sendo,

portanto, uma solução para o objetivo do presente trabalho, servindo os resultados apresentados apenas para a análise futura por parte da empresa.

Na otimização que se vai utilizar, não recorre a nenhum meio analítico ou computacional, mas utiliza-se as boas práticas de construção. Deste modo, atua-se nas espessuras associadas aos componentes carregados como as placas que constituem a estrutura.

Tendo em vista a redução de custo, opta-se por diminuir a espessura da Mesa em virtude de se diminuir o peso da parte inferior da estrutura. Em relação à Placa do Suporte da Lâmina, diminui-se o seu comprimento, de forma a ser possível a colocação de um carro de armazenamento na parte inferior da estrutura sem comprometer o comportamento mecânico da mesma. Para a parte superior da estrutura, opta-se por diminuir a espessura da Placa Superior 2, de modo a ser idêntica à Placa Superior 3, de 16 mm. Mantendo o objetivo de diminuir a massa, opta-se por diminuir o comprimento da Placa Superior 1.

As alterações finais resultantes dos princípios descritos visam diminuir a massa da máquina-ferramenta, mas de forma a manter os resultados originais antes desta intervenção proposta encontradas.

A geometria da estrutura final pode ser vista através da figura 5.18.

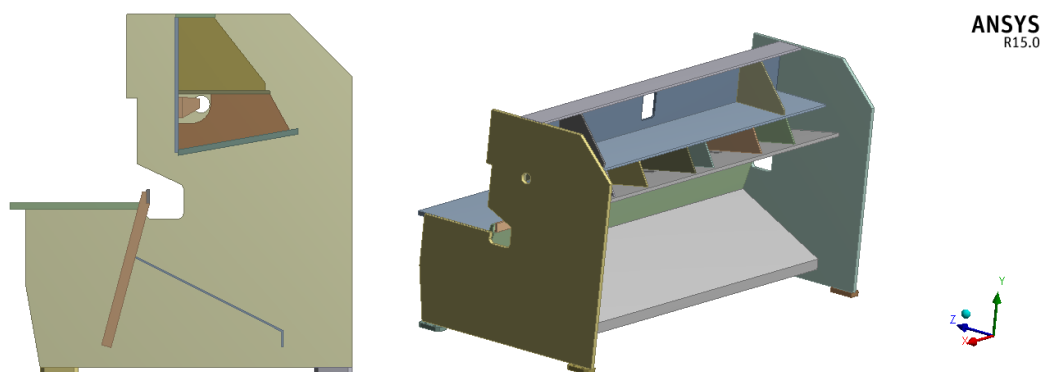


Figura 5.18 - Geometria obtida após o estudo de otimização.

Para a parte inferior:

- Redução da Placa Suporte da Lâmina, em comprimento, de 766 mm para 710 mm;
- Redução da espessura da Mesa de 40 mm para 30 mm;

Para a parte superior:

- Redução da Placa Superior 1 de 798 mm para 512 mm de comprimento;
- Redução da espessura da Placa Superior 2 de 25 mm para 16 mm;
- Remoção dos 3 cutelos superiores centrais, sendo apenas utilizados 2 cutelos nas extremidades;

Os resultados obtidos para a configuração anterior podem ser vistos no ANEXO F.

#### **b) Solução 6.2. – Otimização através do “Shape Optimization”**

Através do módulo “*Shape Optimization*”, inserido no *ANSYS*, considera-se o estudo da redução da massa apenas dos cutelos na estrutura da Solução 1, de modo a que não haja alteração do comportamento mecânico final da estrutura.

Para isso, opta-se por reduzir a massa em cerca de 40%, dos cutelos superior e inferior, em conjunto, como ilustrado na figura 5.19. Os dois cutelos centrais são os mais solicitados, pelo que, vão ser estudados em particular e a configuração obtida da análise realizada, é posteriormente aplicada aos restantes cutelos, garantindo assim que os restantes não sofrem alterações no seu comportamento mecânico final.

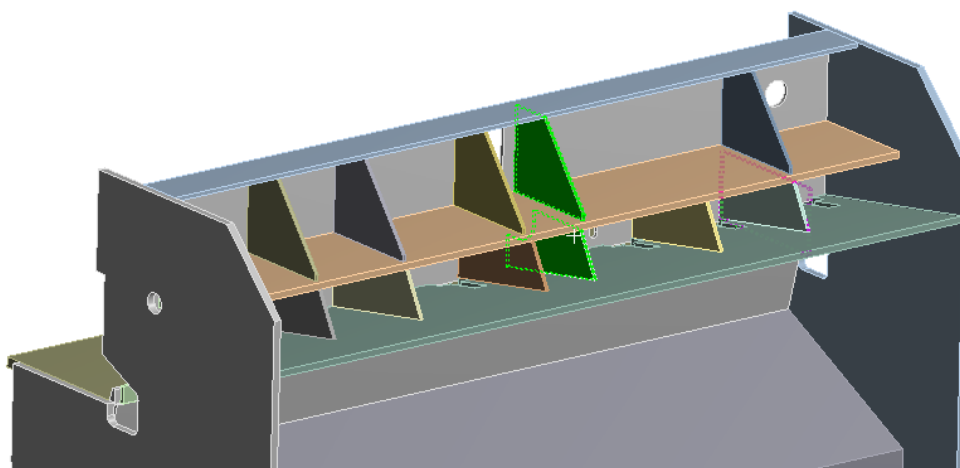


Figura 5.19 - Detalhe dos dois cutelos selecionados para o processo de Otimização.

O aspeto obtido através da análise do “*Shape Optimization*”, pode ser visto na figura 5.20 e os respetivos resultados na tabela 5.7, onde é possível observar a zona exequível de remover material. Este processo não necessita de parametrização da peça em estudo, apenas dos constrangimentos estabelecidos na análise estática, anteriormente, realizada.

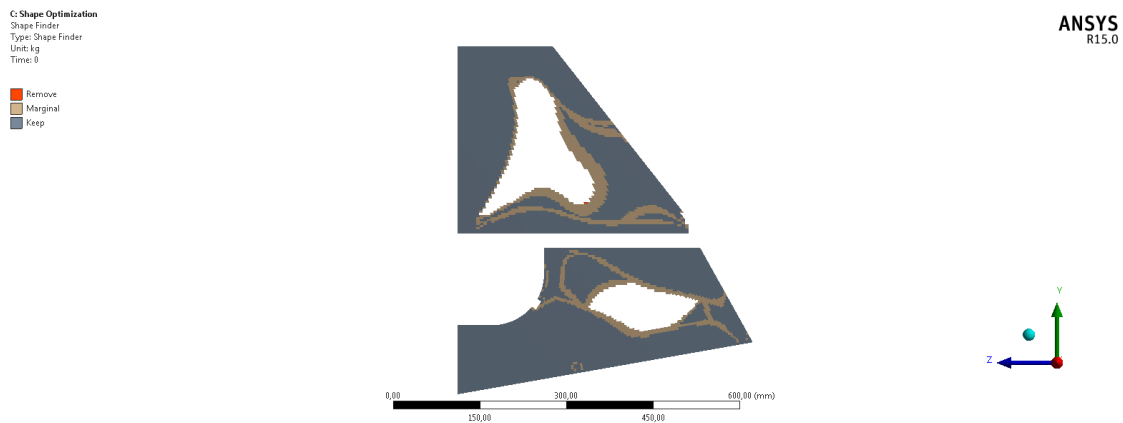


Figura 5.20 - Resultado obtido do "Shape Optimization".

Da tabela, verifica-se que é retirado no total cerca de 9,3Kg aos cutelos face aos 16,4 Kg iniciais.

Tabela 5.7 - Resultados obtidos da massa removida.

Resultados	
Massa Original	16,399 Kg
Massa Marginal	0,4888 Kg
Massa Otimizada	9,3085 Kg

De forma a avaliar se efetivamente a remoção da massa nos cutelos pode prejudicar o comportamento mecânico da estrutura, desenham-se os perfis obtidos no *ANSYS* no programa *Solidworks*.

Um aspeto a ter em conta é o facto de não se criarem os cantos vivos obtidos no programa *ANSYS*. A estrutura final pode ser vista na figura 5.21.

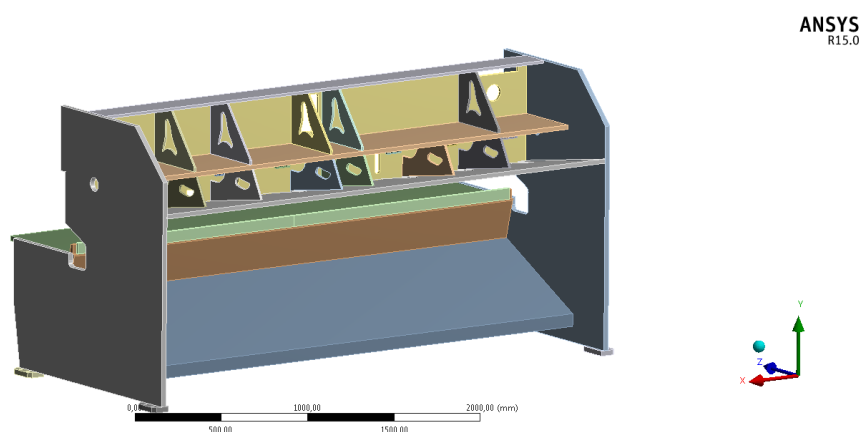


Figura 5.21 - Detalhe dos novos cutelos na estrutura.

Os resultados obtidos para a configuração anterior podem ser vistos no ANEXO F.

### 5.4.5. Melhoramento de Aspetos Construtivos

#### a) Solução 7

Na Solução 7 procede-se à alteração de algumas partes da estrutura, de forma a melhorar aspetos não só construtivos, mas também relativos à redução da massa final.

Para isso, considera-se usar para a parte superior da estrutura, nesta solução, a mesma configuração usada na Solução 4.1, sendo realizada apenas uma alteração da Placa Superior 2, de 25 mm de espessura para 16 mm.

Contudo, para a parte inferior da estrutura, opta-se por aumentar a superfície de contacto entre a Placa de Apoio aos Calçadores (visualizar a figura 1.6) e a Placa de Suporte da Lâmina, na Solução 1, através do aumento da sua espessura de 45 mm para 50 mm, ver figura 5.22. A superfície por baixo da lâmina é aumentada em 10 mm.

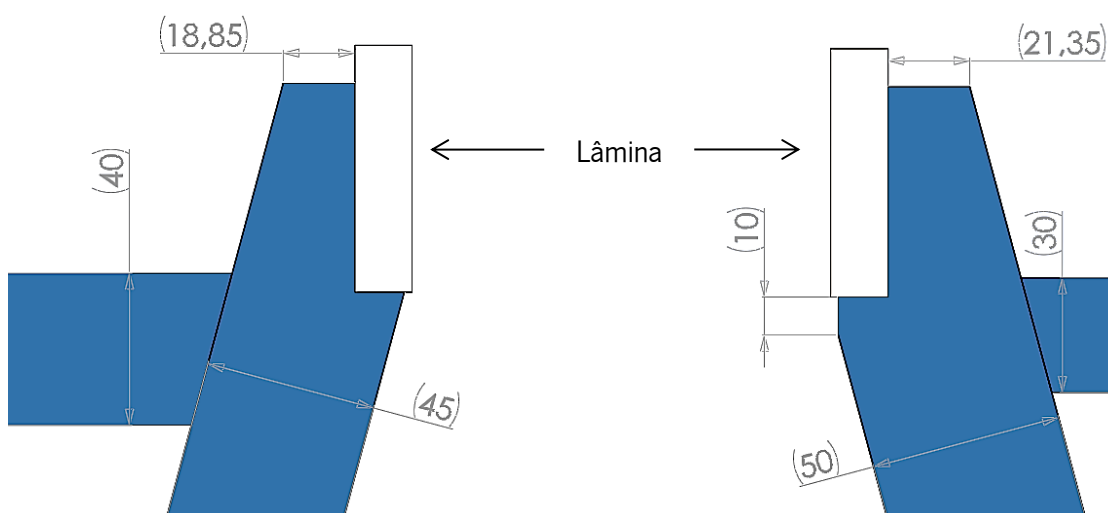


Figura 5.22 – Detalhe da alteração (direita) na geometria inicial proposta (esquerda).

O aumento da espessura da Placa do Suporte da Lâmina deve-se ao facto de se proceder ao aumento da base de fixação para o furo da placa de apoio aos calçadores, como representando na figura 5.23.

É possível visualizar parte do desenho técnico da estrutura original que contem a dimensão original da superfície de 26 mm, em que a verde está a opção da solução 1, de 19 mm e a vermelho a opção da solução final de 21,4 mm, o que faz aumentar a superfície de contacto.



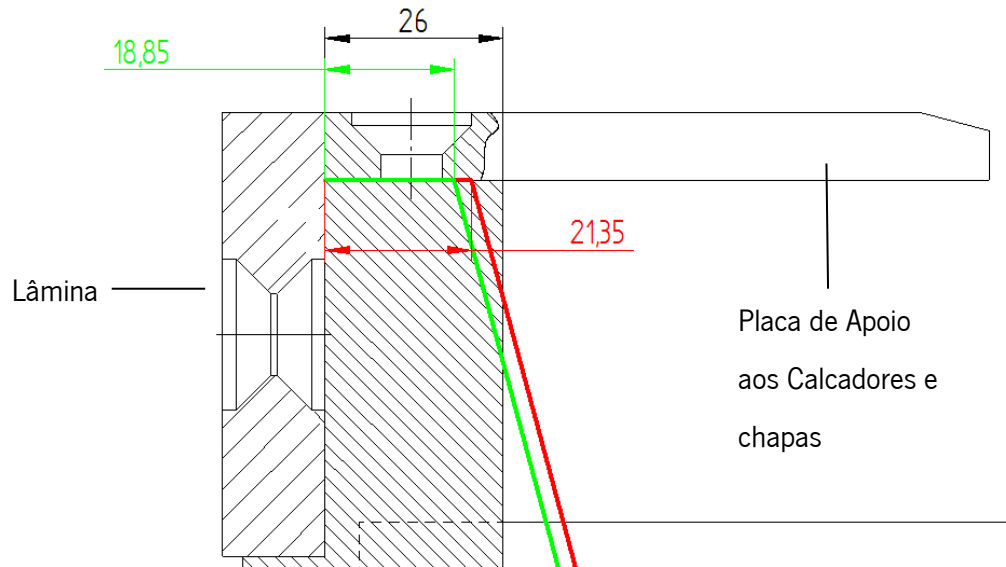


Figura 5.23 - Ilustração do detalhe da superfície superior da placa do suporte da lâmina.

Os resultados obtidos para a nova configuração podem ser vistos no ANEXO E.

## 5.5. Terceira Fase – Validação e Discussão das Soluções Propostas

Neste tópico são reunidas numa tabela as respetivas comparações percentuais entre a estrutura Original e de todas as soluções propostas, que vão de encontro aos objetivos do presente trabalho.

A partir da discussão e análise dos resultados obtidos, são selecionadas as soluções que melhor satisfazem os requisitos da empresa e do trabalho de dissertação, pelo que é necessário definir algumas considerações iniciais, como por exemplo, os constrangimentos, a malha utilizada e as zonas na estrutura em que se pretende estudar os deslocamentos, etc.

### 5.5.1. Considerações Iniciais

Os valores das cargas utilizadas nas análises numéricas, seguem os mesmos princípios de cálculo realizados no Capítulo 4.2.

De realçar que o valor de  $R_x$ , na tabela 4.1 (Capítulo 4.1), para o caso da Placa Superior 1, toma um novo valor, devido à sua nova posição inclinada, passando a carga  $R_x$  de uma carga horizontal para uma carga inclinada de ângulo  $\theta$ . Para estes casos, torna-se necessário multiplicar a carga  $R_x$  pelo cosseno de  $10^\circ$ , devido ao ângulo em que se encontra a face onde a carga  $R_x$  é aplicada.

Relativamente aos constrangimentos utilizados em todas as análises numéricas efetuadas, são os mesmos considerados para o caso da estrutura original, Capítulo 4.3.

Em relação à malha criada em todas as simulações numéricas, são seguidas as mesmas características utilizadas no Capítulo 4.3.

Para extrair os resultados obtidos da Análise Estática que se expõem de seguida, das várias soluções, para determinados pontos específicos da estrutura, escolhem-se os seguintes “Probes” (sensores):

### **I. Probe 1 - Face exterior da Mesa**

Pretende-se estudar o deslocamento que este sofre no Eixo Z, por se tratar da abertura da estrutura da máquina-ferramenta aquando do corte e por ser um valor já conhecido da análise experimental, uma vez que se pretende reduzir este deslocamento.

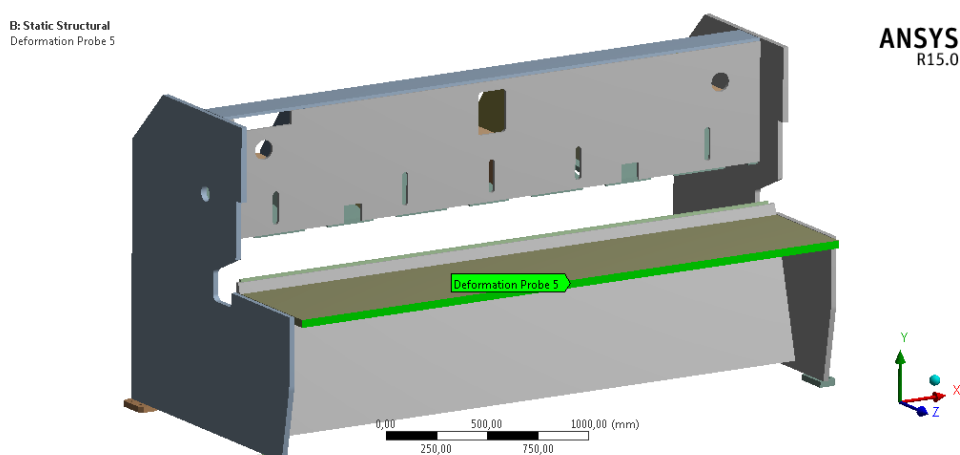


Figura 5.24 - Localização do Probe 1.

### **II. Probe 2 - Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina**

O objetivo de se introduzir o Probe 2 consiste em estudar o deslocamento que este sofre no Eixo Y, por se tratar, também, de um valor já conhecido da análise experimental.

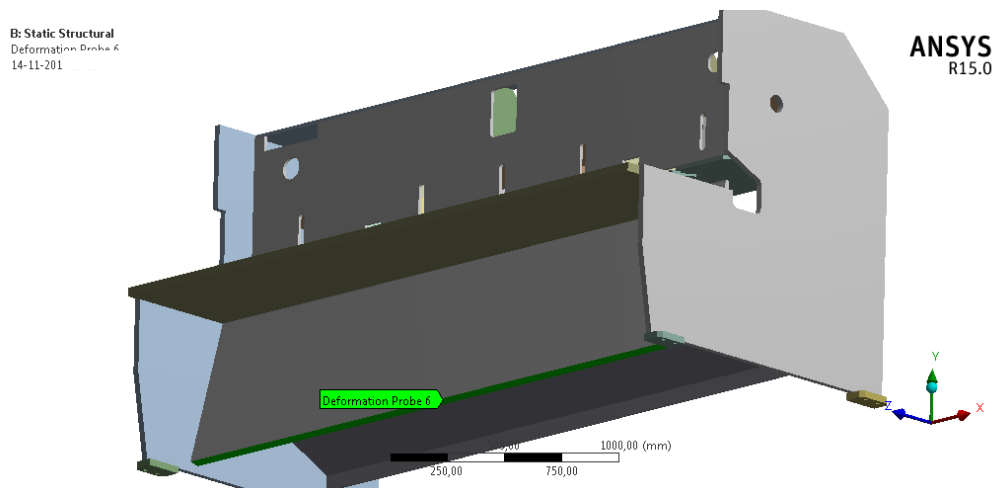


Figura 5.25 - Localização do Probe 2.

### III. Probe 3 - Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina

O Probe 3, que se encontra por baixo da lâmina, serve para estudar o deslocamento que o Probe sofre no Eixo Y e Eixo Z, devido à inclinação da placa de suporte da lâmina, que pode agravar estes valores em comparação com os originais.

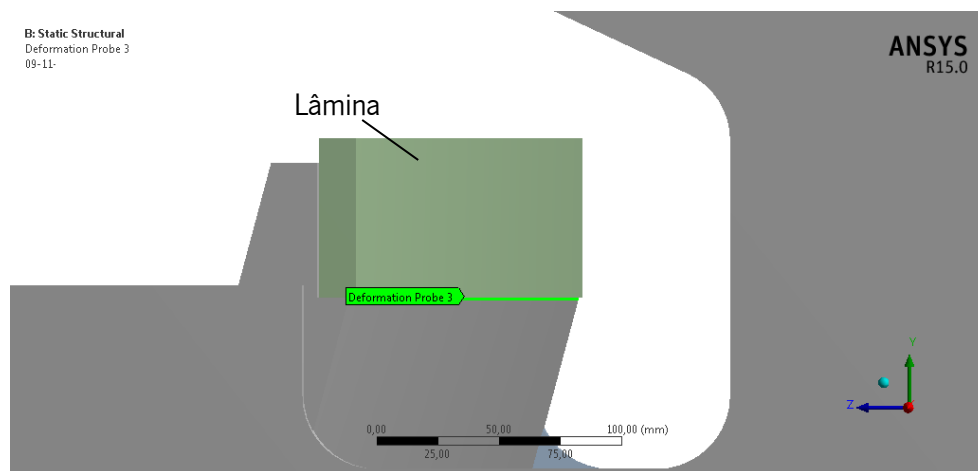


Figura 5.26 - Localização do Probe 3.

### IV. Probe 4 - Face exterior da Placa 1

O objetivo de se introduzir o Probe 4 para o presente estudo, consiste em estudar o deslocamento que este sofre no Eixo Y e Eixo Z, devido ao efeito de torção e abertura que a estrutura superior sofre.

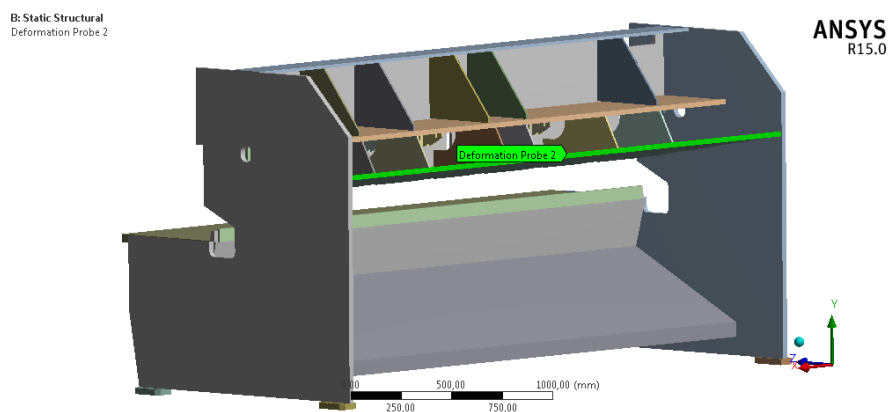


Figura 5.27 - Localização do Probe 4.

## V. Probe 5 - Face exterior da Placa 3

Com o Probe 5, o objetivo é estudar o deslocamento que este sofre no Eixo Y e Eixo Z, devido ao efeito de torção que a estrutura superior, na Placa Superior 3, sofre.

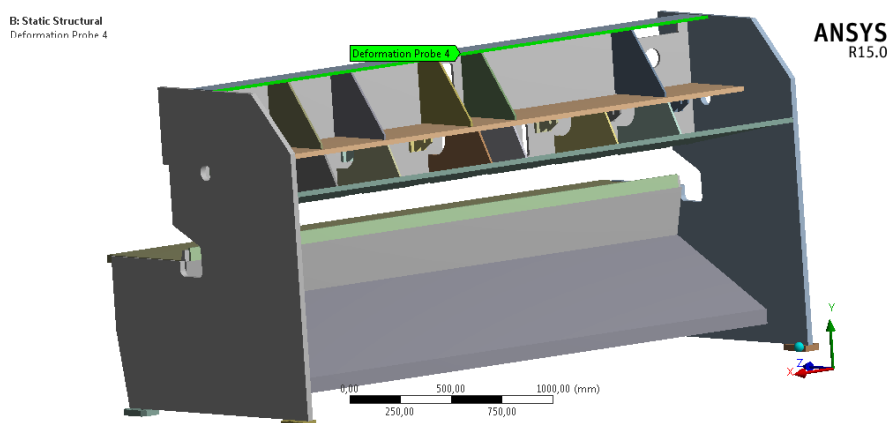


Figura 5.28 - Localização do Probe 5.

### 5.5.2. Apresentação e Discussão de Resultados

De forma a ilustrar melhor os resultados obtidos do estudo das várias soluções realizadas, reúnem-se numa tabela os ganhos percentuais de cada solução, para os “Probes” (sensores), de modo a comparar e avaliar qual ou quais as soluções que apresentam maiores vantagens para o objetivo deste trabalho. As soluções 8.1 e 8.2, não são aqui apresentadas por se considerar que não vão de encontro ao objetivo presente deste trabalho.

Na tabela 5.8, podem visualizar-se os resultados obtidos para a estrutura original e os resultados percentuais obtidos de cada solução, sendo a cor verde a representação do melhor valor obtido para cada “Probe” (sensores) de todas as soluções.

Tabela 5.8 - Comparação de resultados percentuais obtidos em cada solução.

Probes (sensores)		Original [mm]	Soluções (%)										
			1	2	3	3.1	4	4.1	5	6.1	6.2	7	
1	Face exterior da Mesa	Eixo Z	0,36	50,7	50,7	53,7	5,7	50,7	50,7	0,14	39,5	50,9	50,9
2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y	-0,52	33,4	33,4	33,7	-0,9	33,4	33,4	0,05	14,1	32,2	32,2
3		Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y	-0,58	20,6	20,5	19,8	-0,6	20,5	20,5	-0,10	-1,2	22
			Eixo Z	0,35	55,7	55,7	59	5,8	55,7	55,7	0,15	45	55
4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y	0,98	47,2	40,7	39,7	-7,9	46,7	47,5	59,6	17,3	46,7	41,3
			Eixo Z	0,42	46,1	43,4	73,3	20,2	46,1	45,9	20,9	1,9	46,3
5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y	0,65	27,1	24	40,7	13,6	26,9	24,5	25,7	5,4	26,7	22,8
			Eixo Z	-0,074	-144	-108	20,5	-133	-138	-115	-278	-28,1	-140

Da análise da tabela, verifica-se que a solução que melhor satisfaz os objetivos para o presente trabalho é a Solução 3, que corresponde à junção da Solução 1 mais o cole de cisne fechado. As soluções que são menos vantajosas, são as Soluções 3.1 e 5, que correspondem respetivamente, à estrutura original com o cole de cisne fechado e à solução do reforço proposto pela empresa. Embora a Solução 6.1 e 6.2, também não sejam, vantajosas do ponto de vista do melhoramento do comportamento mecânico, apresentam apenas vantagens para o objetivo de se otimizar a massa.

Sendo um dos critérios da empresa a diminuição da deformação da estrutura em relação ao eixo dos Z, a Solução 3 é a que apresenta os melhores valores para o respetivo eixo.

No entanto com o cole de cisne fechado, existem desvantagens, como por exemplo, o facto de haver clientes que escolhem certos tipos de modelos de guilhotinas em função do tamanho da abertura do cole de cisne. Observa-se que esta solução pode não ser a melhor para o objetivo do presente trabalho mas considera-se que a Solução 3 não deve ser descartada, mas sim apresentada como uma opção de escolha para os clientes que não pretendem cortar chapas de comprimento superior ao comprimento standard do modelo escolhido. Mesmo nestas circunstâncias, a empresa poderá adotar um sistema amovível de preenchimento do cole de cisne.

Como o objetivo deste trabalho é otimizar o comportamento mecânico, através de uma solução que diminua a deformação no eixo Z e ainda se possível, a remoção de cutelos, opta-se por comparar apenas as Soluções 1, 2, 4, 4.1 e 7, por se considerar que são as que melhor satisfazem os requisitos proposto da empresa e do respetivo trabalho.

Para isso reuniu-se numa tabela, apenas as 5 soluções, acima mencionadas, de modo a poder comparar e avaliar qual ou quais as soluções mais vantajosas do ponto de vista do comportamento mecânico, da razão e em termos de redução do tempo de produção.

Na tabela 5.9 podem ser vistos os valores percentuais das quatro soluções.

Tabela 5.9 - Resultados da comparação entre as soluções 1, 2, 4, 4.1 e 7.

Probes (sensores)			Soluções (%)				
			1	2	4	4.1	7
<b>1</b>	<i>Face exterior da Mesa</i>	<i>Eixo Z</i>	50,7	50,7	50,7	50,7	50,9
<b>2</b>	<i>Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina</i>	<i>Eixo Y</i>	33,4	33,4	33,4	33,4	32,2
<b>3</b>	<i>Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina</i>	<i>Eixo Y</i>	20,6	20,5	20,5	20,5	22,2
		<i>Eixo Z</i>	55,7	55,7	55,7	55,7	55
<b>4</b>	<i>Face exterior da Placa 1</i>	<i>Eixo Y</i>	47,2	40,7	46,7	47,5	41,3
		<i>Eixo Z</i>	46,1	43,4	46,1	45,9	47,7
<b>5</b>	<i>Face exterior da Placa 3</i>	<i>Eixo Y</i>	27,1	24	26,9	24,5	22,8
		<i>Eixo Z</i>	-144,8	-108,2	-138	-115,5	-70,8

Da análise à tabela verifica-se que os valores são praticamente iguais para a parte inferior da estrutura em todas as soluções, uma vez, que partilham a mesma configuração de 15° de inclinação da placa do suporte da lâmina. Por isso, os Probes 4 e 5 definem qual ou quais as soluções a serem escolhidas.

Excluída a Solução 2, nesta fase do estudo, por se tratar de inclinação diferente comparativamente às outras soluções, opta-se por direcionar a análise apenas para as Soluções 1, 4, 4.1 e 7, por serem semelhantes, sendo apenas diferentes no número de cutelos que utilizam e em relação à Solução 7, a espessura da placa superior 2.

Observa-se que a melhor solução, é a Solução 7. Esta solução é a mais vantajosa das 5 por apresentar praticamente o mesmo valor no Probe 4, Eixo Z, face às outras soluções e por apresentar um valor menor no Probe 5, Eixo Z. Outra das grandes vantagens desta solução, é o facto da remoção dos cutelos traduzir-se numa redução de massa e tempo de produção e aliada aos excelentes resultados de deformações obtidos torna-se na solução mais indicada para o objetivo do presente estudo.

Contudo, a Solução 2 apresenta uma perda de sensivelmente 3% no Probe 4, Eixo Z, o que não invalida de se considerar outra excelente opção de escolha, com a vantagem de ao

reduzir o número de cutelos, como no caso apresentado na Solução 4.1 e 7, se torne espectável que baixe também o valor do Probe 5, no do Eixo Z. Apresenta, igualmente as vantagens anteriormente referidas, em relação aos ganhos versus massa/tempo de produção.

Relativamente à massa, é construída uma tabela contendo a comparação percentual das Soluções 1, 2, 4.1 e 7, por se tratarem das soluções que melhor satisfazem o objetivo do presente trabalho. A opção de englobar a Solução 1 para comparação, deve-se ao facto de ser a base para as restantes soluções. Assim, na tabela 5.10, é possível verificar os resultados obtidos para cada solução.

Tabela 5.10 – Comparação da massa original com as soluções propostas.

		<b>Original</b>				
<b>Massa</b>	(kg)	3540,19	<b>Solução 1</b>	(%)	<b>Solução 2</b>	(%)
			3597,77	-1,62	3588,47	-1,36
			<b>Solução 4.1</b>	(%)	<b>Solução 7</b>	(%)
			3571,24	-0,8	3407,89	3,73

Verifica-se que a massa em todos os casos propostos é sensivelmente a mesma que a estrutura original, o que torna as soluções do ponto de vista de ganhos obtidos versus massa necessária, excelentes propostas.

Em suma, as soluções finais a serem alvo de escolha recaem na Solução 2 e na Solução 7, por apresentarem excelentes valores para o eixo dos Z, em praticamente 50% de ganhos, cumprindo assim os objetivos propostos para o presente trabalho. São apresentados os desenhos técnicos, da Solução 1, no ANEXO I.





## **6. DIMENSIONAMENTO DOS CORDÕES DE SOLDADURA**



Neste capítulo é feita uma observação à conceção dos cordões de soldadura, num ponto específico da estrutura da máquina-ferramenta, como também é apresentado o dimensionamento e a respetiva verificação dos cordões de soldadura para a estrutura da solução 1 proposta, por se tratar da estrutura que serve de base às outras soluções apresentadas neste trabalho, com base nas características utilizadas pela empresa na estrutura original, de acordo com o Eurocódigo 3, parte 1-8, e segundo C. Moura Branco, sendo posteriormente validado por Shigley's.

De acordo com o referido regulamento já mencionado e revisto, as dimensões dos cordões de soldadura devem satisfazer aos seguintes critérios; a espessura do cordão deve ser maior ou igual a 3 mm, multiplicar 0,7 pela espessura da peça menor a ligar e o comprimento do cordão deve ser maior que 30 mm ou 6 vezes a espessura do cordão. Como não é mencionada a dedução da equação  $a = 0,7t$ , que multiplica o valor 0,7 pela espessura menor a ligar, opta-se por mostrar a dedução da equação. Na figura 6.1. mostra-se um esquema do cordão de soldadura de canto.

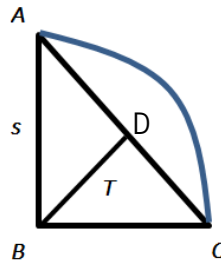


Figura 6.1 – Ilustração da espessura do cordão de soldadura.

Podemos considerar que,

$$BA = BC = s$$

E que,

$$AC = \sqrt{s^2 + s^2} = \sqrt{2}s \quad (49)$$

Sendo que,

$$AB^2 = AD^2 + BD^2 \quad (50)$$

$$BD = \sqrt{AB^2 - AD^2} = \sqrt{s^2 - \left(\frac{s}{\sqrt{2}}\right)^2} = \frac{s}{\sqrt{2}} \quad (51)$$

Então,

$$BD = T = 0,707 \times s \approx 0,7s$$

Segundo o Eurocódigo 3, considera-se que o valor de cálculo da resistência do cordão de ângulo é suficiente se forem satisfeitas as duas condições seguintes:

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \quad \text{e} \quad \sigma_{\perp} \leq 0,9 \frac{f_u}{\gamma_2}$$

Com,

$$f_u = 410 \text{ MPa (material base S275)}$$

$$\beta_w = 0,85 \text{ (tabela 3.2)}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25 \text{ (NP EN 1993-1-1, pág. 54)}$$

Fica,

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq 385 \text{ MPa} \quad \text{e} \quad \sigma_{\perp} \leq 295,2 \text{ MPa}$$

### 6.1. Observação aos Cordões de Soldadura da Estrutura Original

Uma das observações realizadas aos cordões de soldadura da parte superior da estrutura original, mostra que na zona dos cutelos, figura 6.2, existem três cordões que se juntam num só ponto, o que não é aconselhável devido ao ZTA (zona termicamente afetada) que endurece o material tornando-o mais frágil ficando sujeito ao aparecimento de fissuras. É importante salientar que não é aconselhável a junção de três cordões num só ponto para estruturas que ficam sujeitas a fadiga cíclica, devido à operação de corte que ocorre, como é o caso.

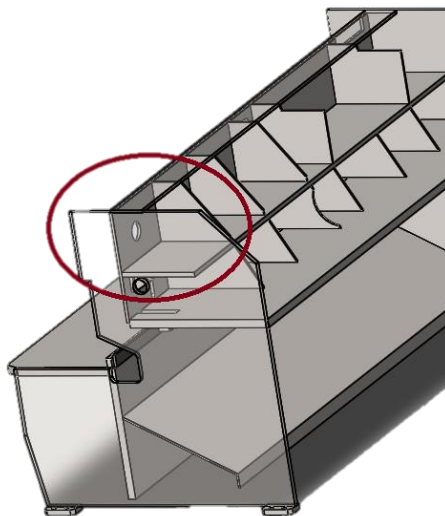


Figura 6.2 - Localização da soldadura de uma das zonas a melhorar.

Em alternativa ao seu melhoramento é necessária a introdução de goteiras nos cantos, como pode ser visto na figura 6.3 caso b), tornando-se uma ligação mais resistente. A figura 6.3 mostra o procedimento de soldadura incorreto e correto a adotar para um caso de união de 3 cordões de soldadura num só ponto, bem como a ordem de sequência dos cordões de soldadura.

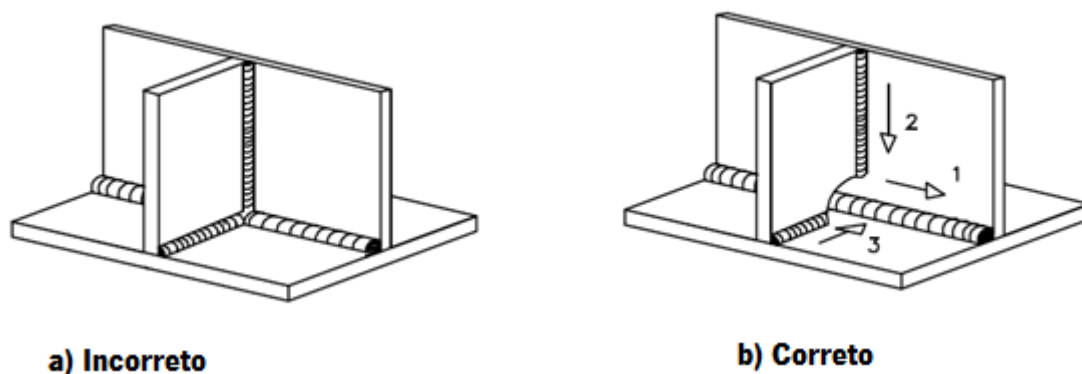


Figura 6.3 - a) Ilustração procedimento incorreta b) Ilustração procedimento correto adotar.

Assim, com esta opção, o cordão transversal passa a ser realizado sem interrupções, apresentado uma soldadura mais limpa e com melhores características mecânicas.

Relativamente ao tamanho da goteira, segundo a referência [12], a mesma deve possuir no mínimo 30 mm de diâmetro, tendo em conta o tamanho do cordão da soldadura.

### 6.2. Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura $A_1$

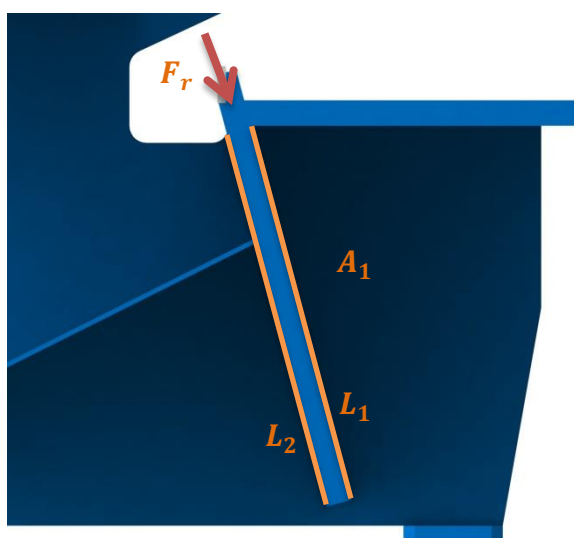


Figura 6.4 – Representação do cordão em estudo.

Os comprimentos dos cordões de soldadura para  $L_1$  e  $L_2$  são, respetivamente, 680 mm e 683 mm, sendo o somatório dos dois cordões de 1363 mm. A espessura da placa é de 45 mm e a espessura do montante de 30 mm.

A garganta deve satisfazer o seguinte critério:

$$3 \text{ mm} \leq a \leq 0,7t \text{ mm}$$

considerando a espessura mínima de  $t = 30 \text{ mm}$ , tem-se:

$$3 \text{ mm} \leq a \leq 21 \text{ mm}$$

O primeiro passo consiste em decompor a força de corte vertical numa força axial à placa do suporte da lâmina, uma vez que é imposto ao cordão de soldadura,  $a_1$ , um esforço axial. Como o ângulo ( $\theta$ ) é de  $15^\circ$  é necessário descobrir a força que atua paralelamente à placa, pelo que,

$$290\,000 \text{ N} = F \times \cos(15) \quad (52)$$

A força que atua axialmente na placa é de,

$$F = 300 \text{ kN}$$

Após a decomposição da força vertical de 290 kN, na direção do cordão de soldura, o passo seguinte consiste no cálculo da garganta para o cordão de soldadura  $A_1$ .

Através do método simplificado, e da equação (24) para o cálculo da garganta  $a_1$ , sabe-se que,

$$a_1 \geq \frac{\sqrt{3} \times F \times \beta_w \times \gamma_{M2}}{2 \times f_u \times l_{eff}}$$

Como:

$$F = 300 \text{ kN}$$

$$\beta_w = 0,85 \text{ (tabela 3.2)}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25 \text{ (NP EN 1993-1-1, pág. 54)}$$

$$f_u = 410 \text{ MPa (tabela 3.1)}$$

Substituindo, vem:

$$a_1 \geq \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{300230 \text{ N} \times 0,85 \times 1,25}{410 \times 10^6 \text{ Pa} \times 1363 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$a_1 \geq 0,000494 \text{ m}$$

$$a_1 \geq 0,494 \text{ mm}$$

Sendo a garganta  $0,494 \text{ mm} < 3 \text{ mm}$  não satisfaz o seguinte critério:

$$3 \text{ mm} \leq a \leq 21 \text{ mm}$$

A garganta adotada pela empresa, embora não tenha uma medida rigorosa, está compreendida entre os 7 mm e os 8 mm, para a mesma espessura, pelo que se opta, nos tópicos seguintes, por verificar a resistência dos cordões de soldadura para uma garganta de 7 mm. Ao dimensionar-se para 7 mm, considera-se estar pelo lado da segurança, uma vez que ao garantir a resistência do cordão de soldadura para 7 mm, garante-se um valor maior de garganta.

Como neste caso só existe a componente  $\tau_{\parallel}$  o cálculo fica:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{a \times l_{eff}} = \frac{300}{7 \times 2 \times 1363} = 15,7 \text{ MPa}$$

$$\sqrt{3 \times \tau_{\parallel}^2} = \sqrt{3 \times 15,7^2} = 27,25 \text{ MPa} \leq 385 \text{ MPa}$$

Uma vez verificada a condição, garante-se a resistência do cordão de soldadura para uma garganta de 7 mm.

### 6.3. Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura $A_2$

Para o cálculo do cordão de soldadura  $A_2$ , opta-se por utilizar a metodologia de cálculo da “garganta rebatida” segundo C. Moura Branco [24], ver Capítulo 3, pág. 66, e posteriormente na sua validação segundo Shigley's [25].



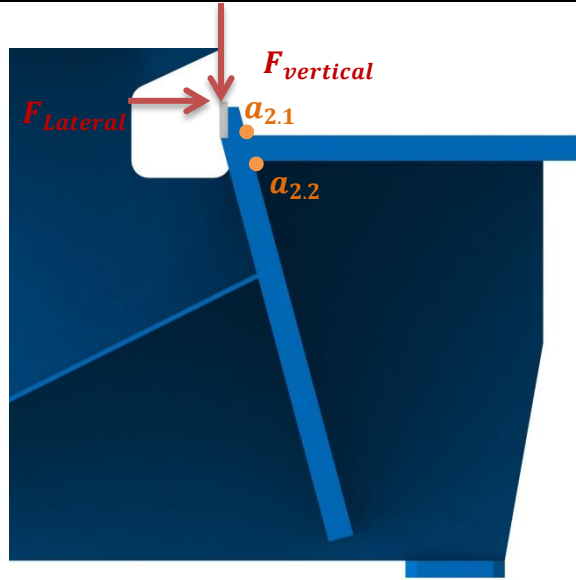


Figura 6.5 - Representação do cordão em estudo.

Considerando o referencial (x,y,z), utilizado segundo a análise numérica realizada pelo ANSYS, Capítulo 5 e recorrendo à equação (28), calcula-se a tensão equivalente do cordão da soldadura. Pelo que,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3(\tau_{yz}^2 + \tau_{xy}^2)}$$

Substituindo pela nomenclatura usada no Eurocódigo, vem,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

Onde,

- $\sigma_y = \sigma_{\perp}$  representa a tensão normal perpendicular ao plano da garganta;
- $\tau_{xy} = \tau_{\parallel}$  representa a tensão corte paralela ao eixo do cordão;
- $\tau_{yz} = \tau_{\perp}$  representa a tensão corte perpendicular ao eixo do cordão;

E recorrendo às equações (30), (31) e (32) calcula-se as componentes do cálculo da tensão equivalente,  $\sigma_{eq}$ .

$$\sigma_{\perp} = t_p \times \cos 45^{\circ} - n_p \times \cos 45^{\circ}$$

$$\tau_{\perp} = t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ}$$

$$\tau_{\parallel} = t_{\parallel}$$

As componentes  $t_p$ ,  $n_p$  e  $t_{\parallel}$  são obtidas através da análise estática realizada no ANSYS, através das componentes  $\sigma_y$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{xy}$ , respetivamente.

Para obter as componentes acima referidas, o primeiro passo consiste em selecionar a “ligação” da soldadura que se pretende estudar, como ilustra a figura 6.6.

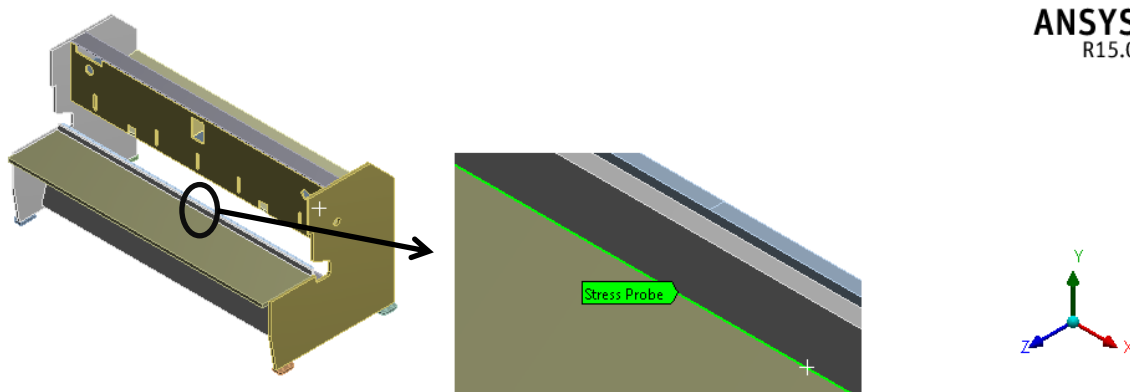


Figura 6.6 - Representação da aresta selecionada para estudo.

Na opção “Solution” seleciona-se o “Probe” e em seguida a opção “Stress”, como representado na figura 6.7.

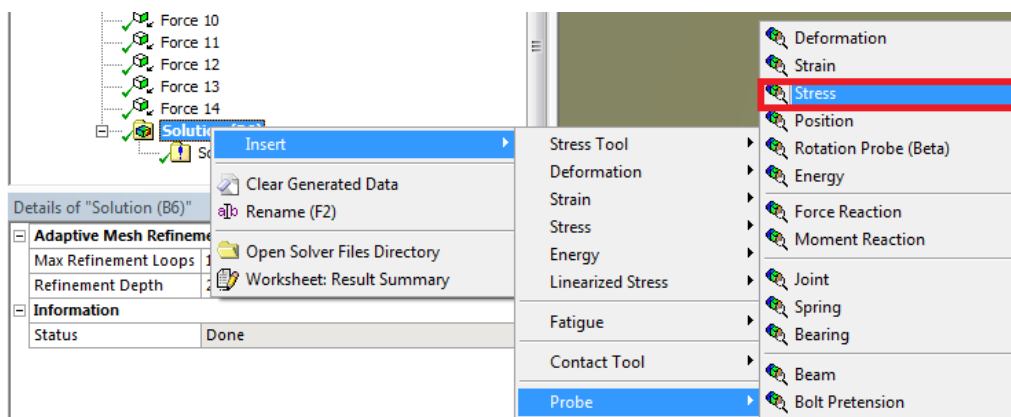


Figura 6.7 - Passos para selecionar a opção de "Stress".

Por último, seleciona-se a aresta que se pretende estudar, que no exemplo da figura 6.6, é a aresta superior de ligação entre a Mesa e o Suporte da Lâmina. Inserido no menu “Options” escolhe-se a opção “Result Selection”, selecionando as tensões  $\sigma_y$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{xy}$ . A figura 6.8, ilustra um exemplo de seleção da tensão normal  $\sigma_y$ , pelo que as restantes componentes são obtidas da mesma forma.

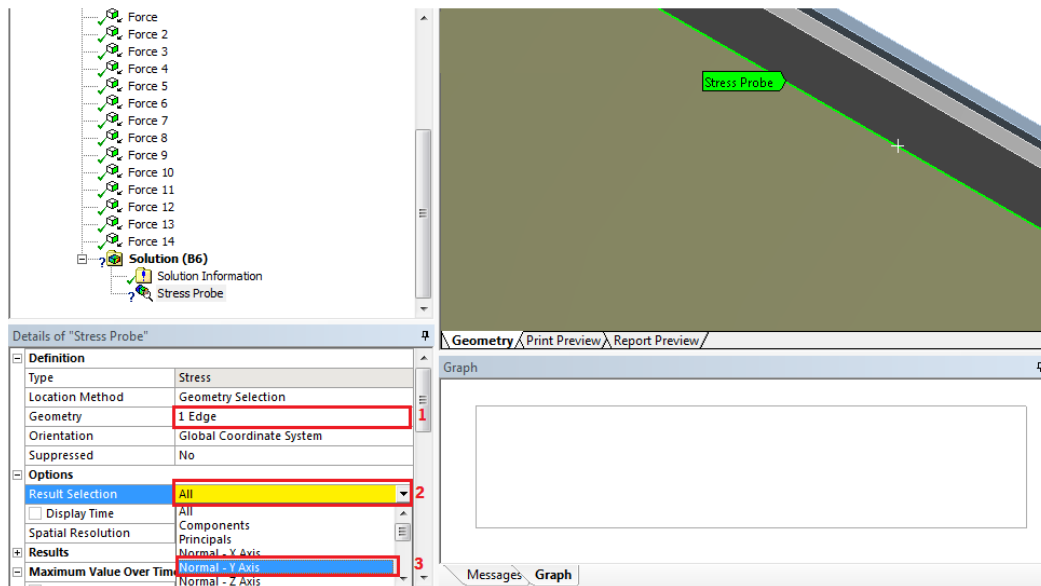


Figura 6.8 - Passos para selecionar a tensão normal.

### 6.3.1. Cálculo da resistência do cordão superior, $a_{2.1}$

Para a resolução segundo o método acima descrito, recorre-se aos valores obtidos pelo *ANSYS* na análise numérica da estrutura proposta, Solução 1.

Sendo os resultados obtidos para os seguintes parâmetros  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\tau_{\parallel}$ , de:

Tabela 6.1 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura.

	$t_p$ (MPa)	$n_p$ (MPa)	$t_{\parallel}$ (MPa)
<b>Placa Proposta</b>	16,9	0,117	5,8

Da equação (30), vem que:

$$\sigma_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} - n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\sigma_{\perp} = \frac{16,9 \times \cos 45^{\circ} - 0,11728 \times \cos 45^{\circ}}{3098 \times 7} = 5,47 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Para a tensão de corte  $\tau_{\perp}$ , vem que:

$$\tau_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\tau_{\perp} = \frac{16,9 \times \cos 45^{\circ} + 0,11728 \times \cos 45^{\circ}}{3098 \times 7} = 5,55 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Pelo que,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{5,47 \times 10^{-42} + 3(5,55 \times 10^{-42} + 5,8^2)} = \mathbf{10 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{eq} = \mathbf{10 \text{ MPa}} \leq 275 \text{ MPa}$$

Uma vez verificada a condição, garante-se a resistência do cordão de soldadura para uma garganta de 7 mm.

### 6.3.2. Cálculo da resistência do cordão inferior, $a_{2,2}$

Para o cálculo da resistência do cordão inferior, os resultados obtidos para os seguintes parâmetros  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\tau_{\parallel}$ , são:

Tabela 6.2 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura.

	$t_p$ (MPa)	$n_p$ (MPa)	$t_{\parallel}$ (MPa)
<b>Placa Proposta</b>	5,43	3,43	6,43

Da equação (30), vem que:

$$\sigma_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} - n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\sigma_{\perp} = \frac{5,4354 \times \cos 45^{\circ} - 3,43 \times \cos 45^{\circ}}{3098 \times 7} = 0,65 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\tau_{\perp} = \frac{5,4354 \times \cos 45^{\circ} + 3,43 \times \cos 45^{\circ}}{3098 \times 7} = 2,89 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Pelo que,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{5,47 \times 10^{-4^2} + 3(5,55 \times 10^{-4^2} + 6,433^2)} = \mathbf{11 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{eq} = \mathbf{11 \text{ MPa}} \leq 275 \text{ MPa}$$

Uma vez verificada a condição, garante-se a resistência do cordão de soldadura para uma garganta de 7 mm.

### **6.3.3. Validação**

#### **6.3.3.1. Segundo Shigley´s**

De forma a validar os cálculos realizados anteriormente, considera-se estudar o cordão de soldadura segundo Shigley´s, criando um momento torsor no cordão, através da composição da força de corte numa força lateral, já calculada anteriormente, de 50 kN.

O autor considera que a força atuante na peça cria um momento torsor, que origina duas componentes de tensões de corte, uma vertical e outra horizontal, sendo a resultante entre elas, o valor pretendido, pelo que deve ser inferior à tensão de cedência.

Para encontrar o momento torsor aplicado no cordão de soldadura, é necessário multiplicar a força ( $F$ ) de 50 KN pela distância da força lateral até ao cordão inferior, ver figura 6.9, sendo que:

$$M = F \times (h + a) \tag{53}$$

Onde, a variável “ $h$ ” significa o somatório da altura da lâmina até à mesa, mais a espessura da mesa e a variável “ $a$ ” significa a espessura da garganta do cordão de soldadura.

Através da figura 6.9 é possível obter a variável “ $h$ ”.

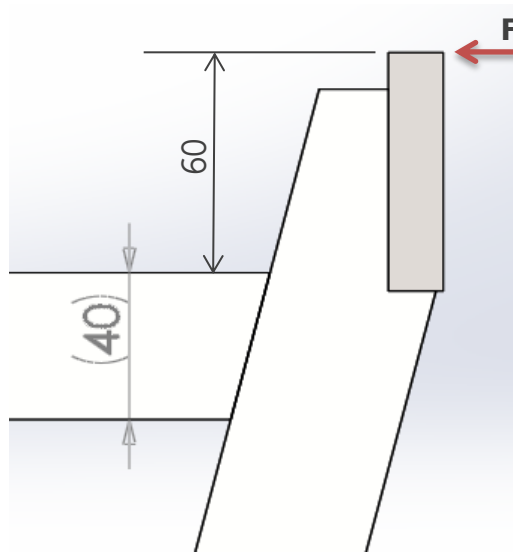


Figura 6.9 - Representação da altura da lâmina até à mesa.

Pelo que,

$$h = 60 + 40 = 100 \text{ mm}$$

E, sendo a espessura da garganta, de,

$$a = 7$$

Substituindo, vem,

$$M = 50000 \times (100 + 7) = 5,4 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

Com o momento torsor encontrado, é necessário calcular a área ( $A$ ) do cordão de soldadura, sendo que,

$$A = 2 \times (7 \times 3098) = 433 \text{ mm}^2$$

O próximo passo é o cálculo da tensão de corte ( $\tau'$ ), para a componente vertical, dividindo a força ( $F$ ) pela área, pelo que,

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{50000}{43372} = 1,15 \text{ MPa} \quad (54)$$

Para o cálculo da componente horizontal ( $\tau''$ ) produzida através do Momento fletor é,

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \quad (55)$$

Seguidamente é necessário o cálculo do segundo momento de área, segundo Shigley's [25], que se encontra na página 487, da tabela 9-2, caso 3.

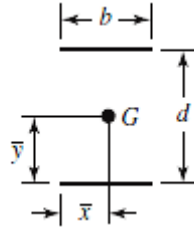


Figura 6.10 – Representação da geometria para o cálculo do momento de inércia. [25]

Sendo o segundo momento de área,

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad (56)$$

Através da figura 6.11, vem,

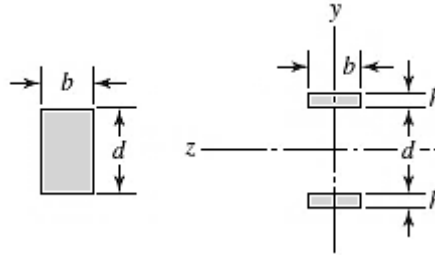


Figura 6.11 – Representação da seção usada e respetiva soldadura. [25]

Onde,  $b$  e  $d$  são respetivamente,

$$b = 3098 \text{ mm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

Substituindo e recorrendo à equação (57) segundo Shigley's [25], o momento de inércia fica,

$$I = 0,707 \times h \times I_u = 0,707 \times h \times \frac{bd^2}{2} \quad (57)$$

Substituindo na equação (57), a tensão de corte ( $\tau''$ ) para a componente horizontal, vem,

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{M \times d/2}{0,707 \times h \times b \times d^2/2} = \frac{1,414 \times M}{b \times d \times h}$$

$$\tau'' = \frac{1,414 \times M}{b \times d \times h} = \frac{1,414 \times 5,4 \times 10^6}{3098 \times 40 \times 7} = 8,802 \text{ MPa}$$

Com as tensões de corte encontradas, calcula-se a tensão resultante, ou seja,

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad (58)$$

$$\tau = \sqrt{(1,15)^2 + (8,802)^2} = \mathbf{9\ MPa} \leq 275\ MPa$$

Como se verifica a condição, o cordão da soldadura garante resistência aos esforços, sendo o valor próximo do obtido anteriormente e através desta aproximação, é possível validar o cálculo realizado para a garganta rebatida.

### 6.3.3.2. Cálculo da Garganta Mínima do Cordão de Soldadura

Para o cálculo da garganta ( $a_{min}$ ) do cordão de soldadura, considera-se o cálculo através da área do cordão da soldadura, sem considerar a dimensão da garganta. Ao realizarem-se os mesmos cálculos anteriormente efetuados, é necessário dividir o valor obtido da tensão de corte resultante pelo valor da tensão de cedência, resultando o valor mínimo da garganta que o cordão de soldadura deve possuir.

Sendo que,

$$A = 2 \times (3098) = 6196\ mm^2$$

Calculando as tensões, vem,

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{50000}{6196} = 8,06972\ MPa$$

$$I_u = \frac{bd^2}{2} = \frac{3098 \times 40^2}{2} = 2,47 \times 10^6\ mm^4$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I_u} = \frac{5,4 \times 10^6 \times 20}{2,47 \times 10^6} = 43,72\ MPa$$

Substituindo, na equação (58), vem,

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

$$\tau = \sqrt{(8,06972)^2 + (43,7247)^2} = 44,46\ MPa$$



Efetuada a divisão entre a tensão resultante com a tensão de cedência, obtém-se a dimensão mínima da garganta, pelo que,

$$a_{min} = \frac{\tau}{\sigma_{ced}} = \frac{44,4631}{275} = 0,16 \text{ mm}$$

Após a verificação da garganta, o valor obtido encontra-se na mesma ordem de grandeza de cálculo no cordão  $A_1$ , o que valida o cálculo realizado para o cordão  $A_1$  e no cordão  $A_2$ .

#### 6.4. Determinação da Resistência do Cordão de Soldadura $A_3$

Para o cordão de soldadura  $A_3$  opta-se pelo seu dimensionamento devido ao cordão de soldadura original da Placa Superior 1 encontrar-se sobredimensionado.

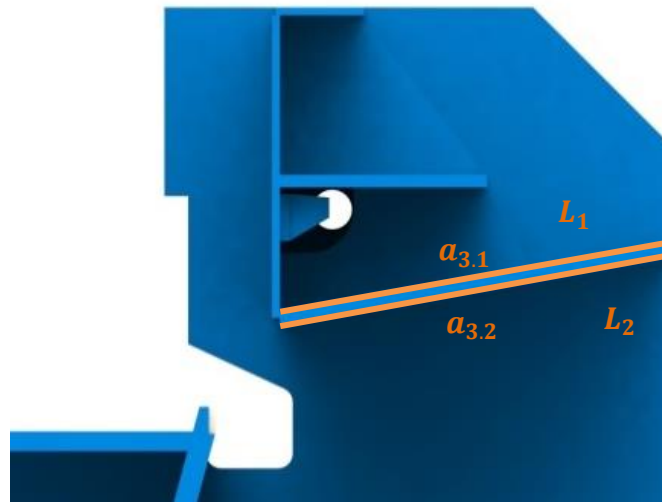


Figura 6.12 - Representação do cordão em estudo.

##### 6.4.1. Cálculo da resistência do cordão superior, $a_{3.1}$

Para a resolução, segundo o método de C. Moura Branco, recorre-se aos valores obtidos pelo ANSYS na análise numérica da estrutura base proposta (Solução 1). Sendo os resultados obtidos para os seguintes parâmetros  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\tau_{\parallel}$ , de:

Tabela 6.3 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura.

	$t_p$ (MPa)	$n_p$ (MPa)	$t_{\parallel}$ (MPa)
<b>Placa Proposta</b>	14,89	14,37	18,20

Uma vez mais, opta-se por usar um cordão de 7 mm, garantindo o lado da segurança. O comprimento dos cordões de soldadura é de  $L_1 = L_2 = 810,31 \text{ mm}$ .

Da equação (30), vem que:

$$\sigma_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} - n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\sigma_{\perp} = \frac{14,893 \times \cos 45^{\circ} - 14,371 \times \cos 45^{\circ}}{810,31 \times 7} = 0,65 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Para a tensão de corte  $\tau_{\perp}$ , vem que:

$$\tau_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\tau_{\perp} = \frac{14,893 \times \cos 45^{\circ} + 14,371 \times \cos 45^{\circ}}{810,31 \times 7} = 36,48 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Pelo que,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0,65 \times 10^{-4^2} + 3(36,48 \times 10^{-4^2} + 18,202^2)} = \mathbf{31,5 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{eq} = \mathbf{31,5 \text{ MPa}} \leq 275 \text{ MPa}$$

Uma vez verificada a condição, garante-se a resistência do cordão de soldadura para uma garganta de 7 mm.

#### 6.4.2. Cálculo da resistência do cordão inferior, $a_{3,2}$

Para o cálculo da resistência do cordão inferior, os resultados obtidos para os seguintes parâmetros  $\sigma_{\perp}$ ,  $\tau_{\perp}$  e  $\tau_{\parallel}$ , são:

Tabela 6.4 - Resultados das componentes de tensões do cordão de soldadura.

	$t_p$ (MPa)	$n_p$ (MPa)	$t_{\parallel}$ (MPa)
<b>Placa Proposta</b>	10,88	7	14,773

Uma vez mais, opta-se por usar um cordão de 7 mm, garantindo o lado da segurança. O comprimento dos cordões de soldadura é de  $L_1 = L_2 = 810,31 \text{ mm}$ .

Da equação (30), vem que:

$$\sigma_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} - n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\sigma_{\perp} = \frac{10,88 \times \cos 45^{\circ} - 7 \times \cos 45^{\circ}}{810,31 \times 7} = 4,84 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{t_p \times \cos 45^{\circ} + n_p \times \cos 45^{\circ}}{l \times a}$$

Substituindo, vem,

$$\tau_{\perp} = \frac{10,88 \times \cos 45^{\circ} + 7 \times \cos 45^{\circ}}{810,31 \times 7} = 22,29 \times 10^{-4} \text{ MPa}$$

Pelo que,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{4,84 \times 10^{-4^2} + 3(22,29 \times 10^{-4^2} + 14,773^2)} = \mathbf{25,5 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_{eq} = \mathbf{25,5 \text{ MPa}} \leq 275 \text{ MPa}$$

Uma vez verificada a condição, garante-se a resistência do cordão de soldadura para uma garganta de 7 mm.

## 6.5. Discussão de Resultados

Tendo sido validados todos os cordões de soldadura realizados, considera-se que a dimensão mínima do cateto do cordão de soldadura a adotar pela empresa deverá ser de 8 mm, uma vez que corresponde ao mínimo aceitável para o tipo de espessuras utilizado.

Tabela 6.5 - Cordão de Soldadura Mínimo [38].

<b><i>Espessura Base [mm]</i></b>	<b><i>Cordão de Soldadura Mínimo (Cateto) [mm]</i></b>
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Assim, é garantida não só a resistência mecânica do cordão de soldadura como também a deposição mínima de soldadura necessária, de forma a garantir a união entre placas.

Tabela 6.6 - Resultados finais dos cordões de soldadura estudados.

	$\sigma_{eq}$ Cordão Superior (MPa)	$\sigma_{eq}$ Cordão Inferior (MPa)
<b><i>Cordão A1.</i></b> Suporte da Lâmina	27	
<b><i>Cordão A2.</i></b> Mesa	10	11
<i>Validação - Shigley 's</i>	9	
<b><i>Cordão A3.</i></b> Placa Superior 1	32	26

Através dos resultados da tabela 6.6, é possível verificar que as tensões obtidas para os cordões de soldadura são de uma forma geral baixas. Estes valores devem-se ao facto de se utilizar uma espessura da garganta do cordão de soldadura em 7 mm e do comprimento da soldadura em aproximadamente 3 metros, o que produz uma maior distribuição de tensões ao longo do cordão.

A validação segundo Shigley 's, para um caso aproximado ao caso de estudo do cordão de soldadura A2, demonstra que os valores obtidos vão de encontro aos resultados do caso de estudo do cordão A2, validando assim o cálculo analítico efetuado.

Por último, conclui-se que os cordões encontram-se bem dimensionados para o tipo de cargas a que ficam sujeitos. É ainda possível dividir os cordões de soldadura por seções de comprimento, uma vez que a garganta de 7 mm verifica a condição de segurança, garantindo a resistência do cordão de soldadura.

## **7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**



## 7.1. Conclusão

Cumpra-se o objetivo principal que é otimizar o comportamento mecânico da estrutura, da máquina-ferramenta, guilhotina, da empresa RICO, reduzindo as deformações provocadas pelas forças durante o processo de corte. Numa fase inicial determinam-se as forças de corte envolvidas e a sua interferência na estrutura da máquina-ferramenta, e cria-se um modelo numérico que represente o seu comportamento mecânico. Obtém-se a deformação da estrutura física de uma máquina-ferramenta disponível na empresa e comparam-se os resultados obtidos através do programa de elementos finitos, ANSYS, validando-se assim, o estudo analítico efetuado, como se pode ver tabela 7.1.

Tabela 7.1 - Comparação de resultados entre Análise Numérica e Experimental.

<b>Componentes</b>		<b><i>Deslocamento</i></b>		
		<i>Numérico</i>	<i>Experimental</i>	<i>Erro (%)</i>
<b>1. Mesa Frontal</b>	<i>Eixo Z [mm]</i>	0,357	0,345	3,3
<b>2. Suporte da Lâmina</b>	<i>Eixo Y [mm]</i>	0,52	0,50	3,8
<b>3. Placa Superior 1</b>	<i>Eixo Y [mm]</i>	0,98	1,04	6
	<i>Eixo Z [mm]</i>	0,41	0,38	7,3

Faz-se a análise dinâmica da estrutura e através dos resultados constata-se que esta apresenta uma baixa frequência para o seu primeiro modo de vibração, em cerca de 19 Hz, embora, este valor se situe longe da frequência de funcionamento em vazio. É necessário considerar duas situações, uma situação é a máquina-ferramenta trabalhar em vazio, onde a excitação é feita pelos motores e respetivas transmissões, outra é a operação de corte. Na operação de corte tem-se uma excitação tipo impacto e portanto acontece uma excitação varrendo uma grande gama de frequências. No entanto, neste caso, este impacto acontece quando se termina a operação de corte não afetando esta operação em si, mas afeta sim a fadiga mecânica nos componentes da máquina-ferramenta que são influenciados por esta excitação. A vida à fadiga dos componentes pode assim ficar mais reduzida.

Verificam-se os principais componentes da cadeia cinemática da máquina-ferramenta, como é o caso do Motor que está corretamente dimensionado. A nível dos componentes constituintes da estrutura, considera-se que a soldadura na zona junto dos cutelos deve conter



em cada um, uma goteira de 30 mm de diâmetro, de modo a tornar o cordão de soldadura contínuo e mais resistente à fadiga, evitando a união de três cordões a um só ponto, para reduzir a zona termicamente afetada nesse ponto e o enfraquecimento do material, uma vez que é uma zona propícia ao surgimento de microfissuras, motivado pela fadiga cíclica do processo de corte. Calculam-se os cilindros e verifica-se que se encontram bem dimensionados para as pressões de serviço a que ficam expostos.

A estrutura é inicialmente melhorada a nível da deformação através da modificação geométrica de alguns componentes, embora nas melhores soluções o melhoramento é cumprido através do aumento da massa, por aumento da espessura das placas principais. Este aspeto é desvantajoso do ponto de vista económico, devido aos custos não só de matéria-prima como da soldadura e da mão-de-obra adjacente. Cria-se então uma nova geometria capaz de absorver eficientemente os esforços provocados pelas forças de corte, cumprindo-se obter mais de 50% de ganhos a nível da deformação, alterando para isso a geometria da parte inferior e superior da estrutura, através da compreensão de como as forças efetivamente atuam na estrutura.

Assim, o objetivo primordial do presente trabalho de dissertação é alcançado, de reduzir economicamente a estrutura, ou seja, sem aumentar a massa, custos de produção e mão-de-obra, melhorando simultaneamente o comportamento estrutural da estrutura.

As vantagens em utilizar as novas soluções para a estrutura, são:

- Melhoramento do comportamento mecânico da estrutura da máquina-ferramenta em 50%, em ambas as partes inferior e superior da estrutura;
- Não há adição de massa, mantendo-se praticamente igual à estrutura original, sendo até possível a sua redução;
- Redução do tempo de produção, uma vez que necessita de menos cutelos, logo menos soldaduras e, portanto, menos mão-de-obra;
- Possibilidade de ser implementada em estruturas de modelos de gama superiores e inferiores ao estudado no presente trabalho;
- Possibilidade de se aumentar as espessuras das chapas a cortar, por exemplo, de 4 mm para 4,5 mm de espessura para o Aço Inox, igualando assim a concorrência;

- Utilização de menor massa para modelos onde seja necessário colocação de reforços, uma vez que a própria geometria da estrutura já é por si só bastante eficiente na absorção dos esforços;
- Economicamente viável, na medida em que a empresa para conseguir atingir os mesmos resultados alcançados necessita de adicionar uma quantidade considerável de material, ou seja, aumento de massa, o que traduz num maior custo de produção final;
- Geometria simples, esteticamente apelativa e com excelentes prestações ao nível das deformações;
- Permite facilmente ter acesso às bandas pequenas cortadas pela parte da frente, sem necessitar de realizar rasgos na própria placa do suporte da lâmina, enfraquecendo-a, como acontece na estrutura original. É apenas necessário colocar um carro transportador, por baixo do corte e deixar a banda cortada cair sobre ele;
- Permite, através da possível redução do peso, reduzir os custos de transporte;
- Através da redução do comprimento das extremidades das placas do suporte de lâmina e da placa superior 1, é possível reduzir o tempo e custos de produção, como estudado na solução 8;
- Estrutura com peso aproximadamente igual à da concorrência, uma vez que no mercado de vendas, a escolha e a compra destas máquinas são realizadas, também, com base no seu peso;
- Possibilidade de controlar as deformações de acordo com o objetivo, sem ser necessário, como no caso da estrutura original, aumentar a massa, sendo apenas necessário trabalhar o ângulo ( $\theta$ ), ou seja, a inclinação, mantendo a massa praticamente sempre igual;
- Através do fecho do cole de cisne, é possível remover todos os cutelos superiores;
- Possibilidade de aumentar o comprimento das tiras a cortar de 3050 mm para 3100 mm, igualando a concorrência, sem aumentar significativamente o peso.

Efetivamente a estrutura desenvolvida apresenta vantagens para a empresa não só através dos ganhos obtidos ao nível das deformações alcançadas, como também na funcionalidade da máquina-ferramenta, como por exemplo, a forma fácil e rápida de obter peças de dimensão reduzida cortadas diretamente pela parte da frente sem ser necessário realizar um corte de abertura na Placa do Suporte da Lâmina ou a possibilidade da utilização de mecanismos, por meio hidráulico, de auxílio à remoção das peças cortadas e à redução dos defeitos provocados durante corte, entre outros.

Outro aspeto que se considera alcançado com sucesso é a nova a geometria sugerida para os reforços, que é uma solução mais eficiente comparativamente aos reforços usados pela empresa. A tabela 7.2 apresenta os ganhos alcançados, para a parte inferior da estrutura da máquina-ferramenta, com a utilização do novo reforço proposto, montado na Solução 1, em comparação com a estrutura original.

Tabela 7.2 - Resultados da Solução do Reforço Proposto.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução Ref.	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,121	66,1
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,341	34,3
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,364	36,7
		Eixo Z [mm]	0,352	0,103	70,6

Embora, possa ser desvantajoso usar esta opção, como por exemplo para a parte inferior da estrutura com uma configuração viga-caixão, esta mostra ser mais eficiente, pelo que não é necessário aumentar às espessuras das placas da mesa e do suporte da lâmina, o que no final se traduz, não só em maiores ganhos nas deformações como em ganhos económicos.

Em conclusão, todos os objetivos propostos para a presente dissertação são alcançados com sucesso. Na tabela 7.3 são apresentados os resultados obtidos para o caso da Solução 1 em que se reduz em cerca de 50% os deslocamentos que fazem a abertura da estrutura da máquina-ferramenta, durante o processo de corte, para os Probes 1 e 3, Eixo Z, mantendo-se a massa total praticamente inalterada.

Tabela 7.3 - Resultados obtidos para a Solução 1 Proposta.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 1	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa Frontal	Eixo Z [mm]	0,357	0,176	50,7
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,346	33,4
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,457	20,6
		Eixo Z [mm]	0,352	0,156	55,7
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,517	47,2
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,223	46,1
Massa Total		(kg)	3540,19	3597,77	-1,62

## 7.2. Propostas de Trabalhos Futuros

No desenvolvimento do presente trabalho surgem várias ideias e sugestões, para ser alvo de estudo para o melhoramento contínuo da própria estrutura, nomeadamente:

- Englobamento de todos os componentes principais da máquina-ferramenta numa simulação numérica a todo o conjunto, contendo o porta-lâminas, os hidráulicos, os rolamentos, etc, de modo a avaliar o contributo no comportamento à deformação geral da estrutura;
- Avaliação da forma de saída do produto fabricado, de modo a não criar microfissuras que podem mais tarde virem a propagar-se, devido à queda sobre o material da blindagem e da forma como cai no chão;
- Criação de um entalhe no componente do Suporte do Rolamento, na zona do veio que faz o contato com o porta-lâminas, de modo a poder colocar o relógio comparador para obter as deformações de abertura para posterior comparação, por via experimental;
- Reestudar a parte da estrutura superior, com o objetivo de encontrar a melhor distribuição de tensões para assim reduzir a massa e o tempo de produção final, recorrendo à técnica de otimização de topologia;

- Ajustar o ângulo de ataque da ferramenta na estrutura desenvolvida no intervalo de deformações disponível, para permitir otimizar a estrutura para o objetivo da empresa;
- Criação de um mecanismo no sistema do esbarro que possibilite a remoção da lâmina superior e inferior, de maneira a ser mais expedito reduzir as dimensões do cole de cisne;
- Criar um cole de cisne de maior abertura, com o intuito de colocar no seu interior um novo reforço de maiores dimensões em termos de espessura, ligado por uma forma a definir à estrutura, para garantir uma maior resistência à abertura do cole de cisne durante o processo de corte;
- Estudar a melhor posição de colocação da mesa, ou seja, mantê-la unida nas extremidades aos montantes pelas faces axiais da mesa ou simplesmente pousada. O objetivo é melhorar o comportamento mecânico da estrutura da parte inferior;
- Estudar a influência do aumento dos reforços transversais, de modo a reduzir a torção, previsivelmente aumentando o seu comprimento até perto da extremidade da Placa Superior 1;
- Aumentar o número de Suportes de Rolamentos, com o objetivo de aumentar o número de pontos de contato com o Porta-Lâminas, e assim, reduzir a tensão localizada. Deste modo, é possível otimizar do comportamento mecânico da parte superior da estrutura;
- Estudar a criação de um chanfro na Mesa, para a deposição mais baixa da soldadura, de modo a subir a Mesa alguns milímetros, aumentando o comportamento mecânico da estrutura da parte inferior;
- Avaliar o tempo de produção desde o início da cadeia de produção até ao final, estudando os pontos possíveis de melhoramento, como por exemplo, estudo do layout da empresa, em virtude de reduzir o tempo de transporte da matéria-prima entre postos, estabelecimento de tempos mínimos e máximos de produção em cada etapa de fabrico, etc.
- Estudar o contributo da redução da altura nas extremidades da placa frontal ao montante, de modo a reduzir a torção provocada pelas forças da placa frontal nas faces dos montantes.





## 8. BIBLIOGRAFIA

- [1] Meireles J. F. B., (2007), *Análise Dinâmica de Estruturas por Modelos de Elementos Finitos Identificados Experimentalmente*, Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da Universidade do Minho Guimarães, Portugal.
- [2] CECIMO - European Association of the Machine Tool Industries – <http://www.cecimo.eu/site/the-industry/data-statistics/latest-trends/> (Consultado a 10 de Novembro, 2014)
- [3] Consultado a 10 de Novembro, 2014  
<http://www.statista.com/statistics/264211/world-production-of-machine-tools/>
- [4] Bessa Pacheco, José A. Utilização de Quinadoras e Guilhotinas. APTCP, 1998.
- [5] Rodrigues, Jorge e Martins, Paulo. Tecnologia Mecânica - Tecnologia da Deformação Plástica. Lisboa : Escolar Editora, 2006. Vol. II.
- [6] "Application of a neural network for optimum clearance prediction in sheet metal blanking processes," vol. 39, pp. 1039–1052, August 2003.
- [7] Monteiro C., *Apontamentos teóricos de CAM/CAE*, 2012.
- [8] Lee, Huei-Huang. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 12. s.l. :Schroff Development Corporation Publications, 2010.*
- [9] O. S. Martin, J. W. Wekezer. “Crash Impact Analysis of the G2 Guardrail: A Validation Study”, 1998.
- [10] Moura Branco C.A.G., (1998), *Mecânica dos Materiais*, 3ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Portugal
- [11] Melconian S., *Mecânica Técnica e Resistência dos Materiais*, 17ª Edição, Érica Editora.
- [12] Omer W, Blodgett, *Design of weldments Structures*, The James F, Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, Ohio.
- [13] *ANSYS Mechanical APDL Element Reference*, ANSYS Inc, Outubro 2012.
- [14] ANSYS Meshing User's Guide - Mechanical Engineering - [http://www.mecheng.osu.edu/documentation/Fluent14.5/145/wb\\_msh.pdf](http://www.mecheng.osu.edu/documentation/Fluent14.5/145/wb_msh.pdf) (consultado a 20 de Maio, 2014)



- 
- [15] Consultando a 25 de Novembro,  
<http://deust.wordpress.com/2013/04/23/meshing-methods-ANSYS-meshing/>
- [16] Consultado a 25 de Novembro,  
<http://www.padtinc.com/blog/the-focus/mid-side-nodes-do-they-really-help>
- [17] Salgado J., Dissertação de Mestrado "*Análise Modal Experimental Aplicada a Um Componente Estrutural Automóvel*", Universidade Do Minho, Outubro 2012.
- [18] Bendsøe, M. P. e O. Sigmund: "*Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications*", Springer, 2003.
- [19] Christensen, P. W. e A. Klarbring: "*An Introduction to Structural Optimization*", Springer, 2009.
- [20] Silva, E. C. N., "*Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas. Relatório Técnico*", Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2002.
- [21] Huang, X. e M. Xie, "*Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications*". John Wiley & Sons, 2010.
- [22] Yun, Y., "Design of Structures Optimization with APDL". Journal of East China Jiaotong University, 4:52–55, 2004.
- [23] Timoshenko S., "Theory of Plates and Shells", 2ª Edição, McGraw-Hill, 1989.
- [24] Moura Branco C., Ferreira J., Domingos J., Silva A., *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Portugal.
- [25] Budynas R., Nisbett K., "Shigley's Mechanical Engineering Design", 9ª Edição, McGraw-Hill, January 29, 2010.
- [26] Barata da Rocha, A. e Ferreira Duarte, J.. Tecnologia do Corte em Prensa. APTCP, 1998.
- [27] "Precision shearing of billets—special equipment and process simulation," vol. 71, pp. 119–125, 1 November 1997.
- [28] "Perforation of metal plates due to through-thickness shearing and cracking. Optimum toughness/strength ratios, deformation transitions and scaling," vol. 48, pp. 4–14, October 2012.
- [29] "The effect of the guillotine clearance on the magnetic properties of electrical steels," vol. 256, pp. 32–40, January 2003.
-

- [30] "The transient beginning to machining and the transition to steady-state cutting," vol. 47, pp. 1904–1915, October 2007.
- [31] "Revisiting the empirical relation for the maximum shearing force using plasticity and ductile fracture mechanics," vol. 213, pp. 1516–1522, September 2013.
- [32] Luciano, D. "Otimização do corte de pontas de um aço livre de intersticiais laminado a quente usando tesoura do tipo guilhotina", 2011.
- [33] Müller, R. "Estudo do Processo de Corte por Cisalhamento Rotativo", 2012.
- [34] Silva A., Ribeiro C.T., Dias J., Sousa L., *Desenho Técnico Moderno*, 11ª Edição, Lidel.
- [35] Eurocódigo 3: Projeto de estruturas de aço. Parte 1-1: Regras gerais e regras para edifícios.
- [36] Eurocódigo 3: Projeto de estruturas de aço. Parte 1-8: Dimensionamento de ligações.
- [37] Catálogo – Características Técnicas do Modelo HGR 306 – Tomás Castro Silva.
- [38] American Welding Society, "AWS D1.1:2000 Structural Welding Code - Steel", 1999.



## **ANEXO A – VERIFICAÇÃO DE PARÂMETROS DA MÁQUINA-FERRAMENTA**

São apresentadas algumas observações e verificações, por meio de cálculo analítico à máquina-ferramenta para certos parâmetros que a constituem.

### A.1. Espessura máxima para o Aço Inoxidável

Caso se pretenda saber qual é espessura máxima que se pode cortar uma chapa de aço inoxidável com uma tensão de rotura de  $\sigma_r = 700 \text{ MPa}$ , recorre-se à equação (4), deduzindo-se em ordem a “ $h$ ”, usando-se  $C = 0,8$  para o aço inoxidável, pelo que,

$$F_{\max} = \frac{2}{3} \times C \times \sigma_r \times p_{act} \times h$$

$$h = \sqrt{\frac{3}{2} \times \frac{292000}{0,8 \times 700} \times \tan(1,5)} = \mathbf{4,52 \text{ mm}}$$

Pode-se concluir que a máquina encontra-se bem dimensionada, uma vez que no catálogo é dito que suporta até 4 mm de espessura para o Aço Inoxidável.

### A.2. Curso mínimo da lâmina

Para verificar, se o curso máximo que o porta-lâminas realiza na estrutura é superior ao curso mínimo admissível para o corte de um aço macio (de espessura de 6 mm), recorre-se à figura 4.39, Capítulo 4, sabendo-se que o deslocamento total durante o corte é,

$$\text{deslocamento} = h + (P \tan(\alpha) - h) + h$$

Então, o deslocamento mínimo necessário é de,

$$d_{\min} = h + (P \tan(\alpha) - h) + h = h + P \tan(\alpha) \quad (A1)$$

$$d_{\min} = 6 + 3050 \tan(1,5) = \mathbf{85,9 \text{ mm}}$$

O curso efetivo da máquina-ferramenta, modelo 306HGR, da empresa Tomás Castro e Silva, está compreendido entre 100 mm e 120 mm, estando bem acima do valor obtido.

### A.3. Energia/Trabalho necessário para o corte

Para se verificar a Energia/Trabalho necessário para efetuar o corte, recorre-se à equação (6) e,

$$w = F_{m\acute{a}x} \times L \tan(\alpha) = \frac{2}{3} \times C \times \sigma_r \times L \times h^2$$

$$w = \frac{2}{3} \times 0,7 \times 440 \times 3050 \times 6^2 = \mathbf{22546 \text{ J}}$$

Como se verifica, é necessário 22546 J de energia para cortar uma chapa de 6 mm de espessura, com 3050 mm de comprimento.

#### A.4. Potência Máxima

Para se efetuar o cálculo da potência máxima é necessário conhecer a velocidade de atuação da lâmina móvel da guilhotina.

Os dados que se dispõem são:

- Curso da lâmina móvel entre  $d = 100$  e  $d = 120$  (valores fornecidos pela empresa);
- $C_d$  (cadência por minuto) = 17 Golpes,
- Potência da máquina = 15 kW.

Então, resolvendo para os dois cursos, vem,

$$- V_{lam} = 2 \times d \times C_d = 2 \times 100 \times \frac{17}{60} = 56,667 \text{ mm/s} \quad (A2)$$

$$- V_{lam} = 2 \times 120 \times \frac{17}{60} = 68 \text{ mm/s}$$

$$- P_{m\acute{a}x} = F_{m\acute{a}x} \times V_{lam} = 282289 \times 56,67 \times 10^{-3} = 15,9 \text{ kW} \quad (A3)$$

$$- P_{m\acute{a}x} = F_{m\acute{a}x} \times V_{lam} = 282289 \times 68 \times 10^{-3} = 19,2 \text{ kW}$$

Uma vez que o motor da estrutura original é de 15 kW e comparando com os valores obtidos, pode-se concluir que a máquina encontra-se bem dimensionada, para um curso de 100 mm como de 120 mm, limite máximo da máquina, dificilmente será utilizado à velocidade máxima.

#### A.5. Verificação da Resistência Mecânica dos Cilindros

Neste capítulo, procede-se a uma verificação às paredes dos cilindros, identificando os esforços resultantes das pressões que neles atuam. As tensões a calcular resultam da pressão do óleo, e pretende-se então verificar as tensões atuantes na placa circular no fundo do cilindro e as respetivas paredes.

A verificação da resistência mecânica dos cilindros é efetuada para a pressão máxima de serviço a que os cilindros podem estar sujeitos, ou seja, 230 bar para o cilindro direito e 400 bar para o cilindro esquerdo.

### A.5.1. Tensões devidas à pressão do óleo (equações)

Expressões gerais para cilindros sujeitos a pressão interior e exterior, segundo o teorema do cilindro de paredes grossas, são: [10]

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} - \frac{(p_i - p_0) a^2 b^2}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (A4)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} + \frac{(p_i - p_0) a^2 b^2}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (A5)$$

$$\sigma_z = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{b^2 - a^2} + (\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (A6)$$

Nas equações (A4), (A5) e (A6), o significado das variáveis é o seguinte:

- $a_i, b_e$ , raios interior e exterior, respetivamente;
- $r$ , raio genérico correspondente ao ponto de tensões  $\sigma_r, \sigma_\theta$  e  $\sigma_z$ ;
- $p_i, p_0$ , pressões exterior e interior, respetivamente;
- $\sigma_r, \sigma_\theta$  e  $\sigma_z$ , tensões radial, tangencial e axial, respetivamente.

Uma vez que só existe pressão interna,  $p_i$  ( $p_0 = 0$ ), as equações são

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (A7)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (A8)$$

$$\sigma_z = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} + \nu(\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (A9)$$

Sendo a equação da tensão equivalente,

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2} \quad (A10)$$

### A.5.2. Verificação das paredes dos cilindros

Esta verificação é feita para ruína por cedência. A pressão varia entre o valor de serviço e o valor nulo, em repouso. Uma vez que só há pressão interna, então,

- Pressão de serviço do cilindro direito: 230 bar;  $p_i = 23 \text{ MPa}$
- Pressão de serviço do cilindro esquerdo: 400 bar;  $p_i = 40 \text{ MPa}$
- Material usado: S355,  $E = 210 \text{ GPa}$ ,  $\nu = 0,28$

Aplicando as equações (A7), (A8), (A9) e (A10), obtêm-se os valores indicados na tabela A.1, para ambos os cilindros.

Tabela A.1 - Resultados das tensões internas.

	Tensões Internas							
	$p_i$ (MPa)	$a_i$ (mm)	$b_e$ (mm)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_\theta$ (MPa)	$\sigma_z$ (MPa)	$\sigma_{eq}$ (MPa)	C.S.
<b>Cilindro Direito</b>	23	60	85	-23	68,68	35,63	80,43	4,41
<b>Cilindro Esquerdo</b>	40	45	85	-40	71,15	24,3	115,99	3,06

Verifica-se que os valores do coeficiente de segurança, sendo na generalidade dos casos, superior a 2,5, garantem segurança adequada no dimensionamento em relação à ruína por cedência, usando a tensão equivalente de Von Mises.

### A.5.3. Verificação do fundo da placa circular do cilindro

A verificação à resistência e à rigidez é efetuada como se o fundo fosse uma placa circular cheia com diâmetro  $\varnothing_i$  (diâmetro interior), espessura  $e$ , encastrada nos bordos ( $\varnothing_e > \varnothing_i$ ), onde  $\varnothing_e$  corresponde ao diâmetro exterior. Esta hipótese é a mais desfavorável como segurança.

As equações para calcular a flecha máxima,  $w_{m\acute{a}x}$ , e as tensões  $\sigma_{r\acute{m}ax}$  e  $\sigma_{\theta\acute{m}ax}$  provêm da teoria das placas circulares finas, segundo S. Timochenko [23] e são:

$$w_{m\acute{a}x} = \frac{pa^4}{64D} \quad (\text{A11})$$

Em que,



$$D = \frac{Ee^3}{12(1-\nu^2)} \quad (A12)$$

Nas equações (A11) e (A12),  $p$  é a pressão normal à placa,  $a = \phi_i/2$  e  $E$  e  $\nu$  são as constantes elásticas do aço:  $E = 210 \text{ GPa}$  e  $\nu = 0,28$ .

$$\sigma_{rm\acute{a}x} = \pm \frac{3pa^2}{4e^2} \quad (A13)$$

$$\sigma_{\theta m\acute{a}x} = \pm \frac{3}{4} \nu \frac{pa^2}{e^2} \quad (A14)$$

A tensão  $\sigma_{rm\acute{a}x}$  é a tensão principal máxima que interessa calcular. Os valores obtidos podem ser vistos na tabela A.2.

Tabela A.2 - Resultados da flecha máxima e da tensão em cada cilindro.

	$p_i$ (MPa)	$a_i$ (mm)	$e$ (mm)	$w_{m\acute{a}x}$ (mm)	$\sigma_{rm\acute{a}x}$ (MPa)	C.S.
<b>Cilindro Direito</b>	23	60	25	0,015	99,36	3,57
<b>Cilindro Esquerdo</b>	40	45	40	0,0086	97,2	3,65

Pelos resultados obtidos, verifica-se que a rigidez é adequada e os coeficientes de segurança são suficientes.

## **ANEXO B – ANÁLISE A COMPONENTES INDIVIDUAIS**

# I. Placa Frontal de Apoio aos Cilindros e Calçadores

As forças exercidas na placa frontal são as forças dos hidráulicos e dos calçadores, já anteriormente calculados, no Capítulo 4.1.2, sendo o encastramento feito nas faces laterais das extremidades da placa frontal.

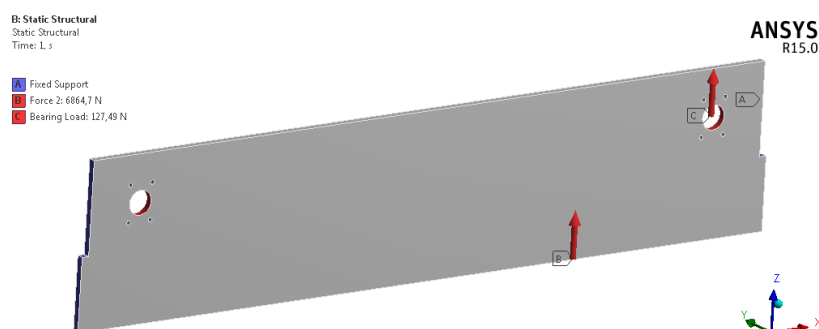


Figura B.1 - Representação dos constrangimentos.

O resultado da análise estática para a deformação, no eixo Z, obtida no programa *ANSYS*, é de 5,3E-3 mm, ver figura B.2 e a tensão, pelo critério de Von Mises, de 2 MPa, como pode ser visto na figura B.3.

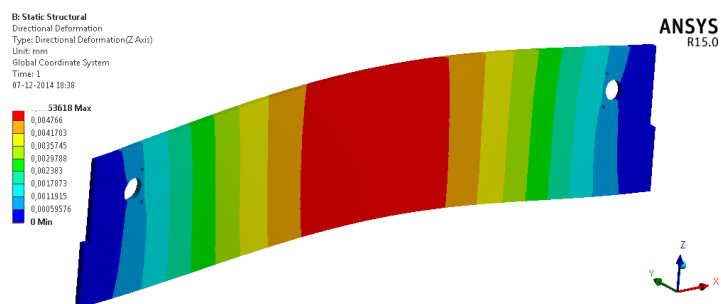


Figura B.2 - Análise Estática – Resultado obtido para o “Eixo Z” de 5,3E-3 mm.

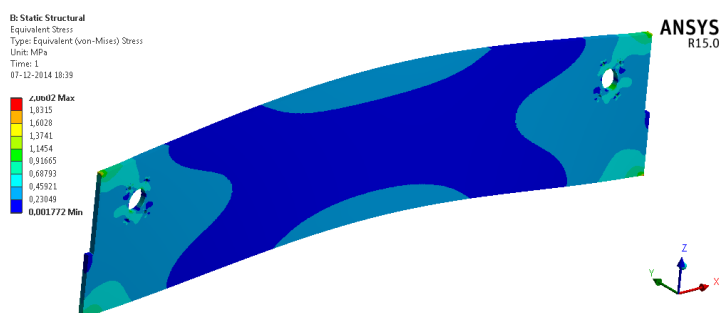


Figura B.3 - Análise Estática – Tensão obtida de 2 MPa.

## II. Porta-Lâminas

Os constrangimentos para o porta-lâminas podem ser vistos na figura B.4, onde a força de corte vertical e lateral são aplicadas no centro da lâmina superior, sendo o encastramento na ligação dos hidráulicos, nos vários pontos de fixação e nos pontos de contacto com os rolamentos na estrutura, que permitem fazer deslizar o porta-lâminas.

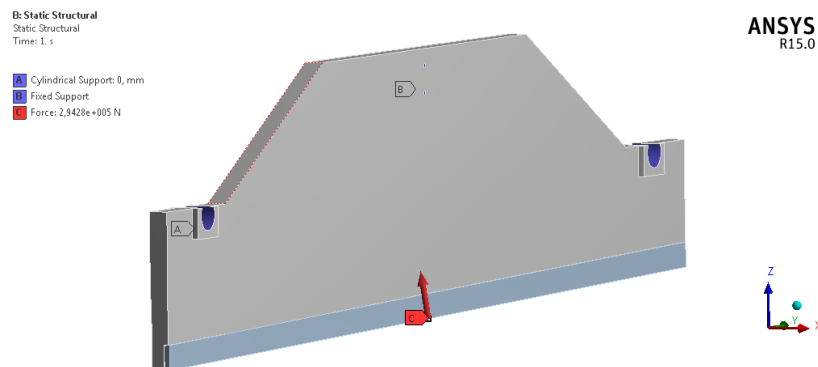


Figura B.4 - Representação dos constrangimentos.

O resultado obtido para o deslocamento máximo é de 0,12 mm, situando-se o ponto máximo no centro junto à lâmina, onde a força de corte é exercida, como ilustrado na figura B.5.

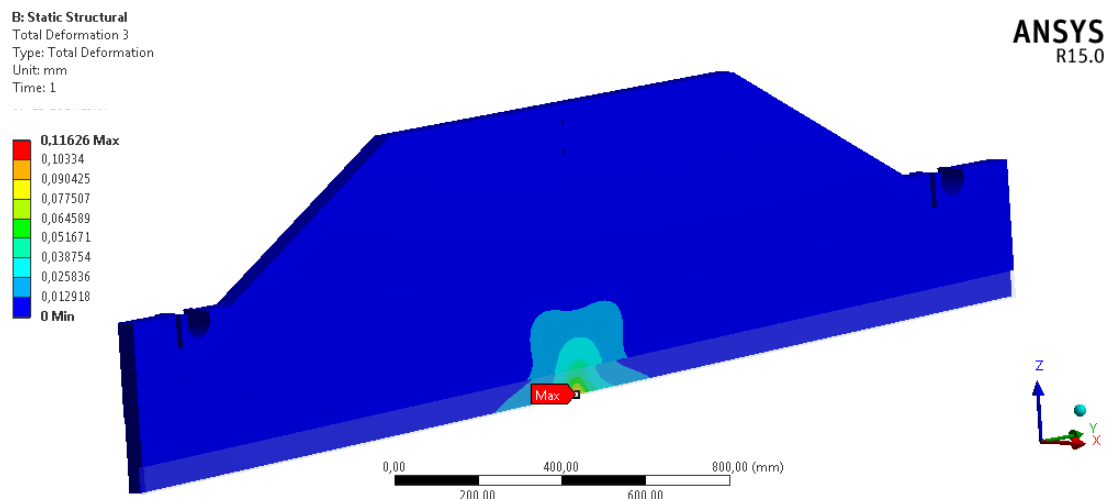


Figura B.5 - Deformação total do Porta-Lâminas.

De modo a avaliar a deformação no eixo dos X (Nota: observar o sistema de coordenadas representado na figura B.6), coloca-se um “Probe” (sensor) na face inferior do porta-lâminas (ver fig. B.6) para se obter o valor da deformação no sentido negativo, por se tratar do sentido esperado de deformação devido à orientação dos esforços de corte.

B: Static Structural  
Deformation Probe

ANSYS  
R15.0

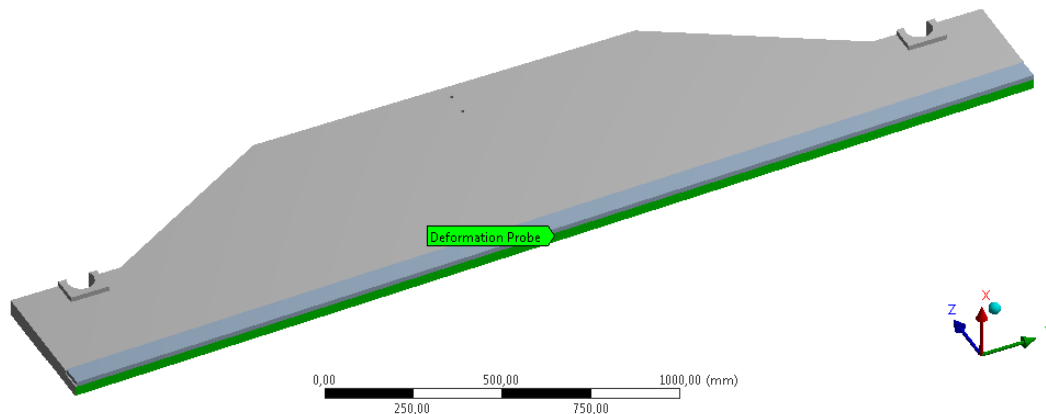


Figura B.6 - Representação da localização do "Probe" no porta-lâminas.

O resultado obtido para o “*Probe*” (sensor), na direção do eixo X, é de  $-4,87\text{E-}5$  mm, o que representa um valor satisfatório. Para o caso da carga junto ao montante, o deslocamento é inferior – como é expectável – da carga ao centro.

Contudo, no estudo das tensões resultantes, ver figura B.7, o ponto máximo obtido situa-se na zona de fixação entre a ligação do porta-lâminas com o sistema de deslizamento de rolamentos, que se encontra aparafusado à estrutura. Como se pode ver na figura B.7, o valor máximo de tensão é de 150,7 MPa.

B: Static Structural  
Equivalent Stress 5  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1

ANSYS  
R15.0

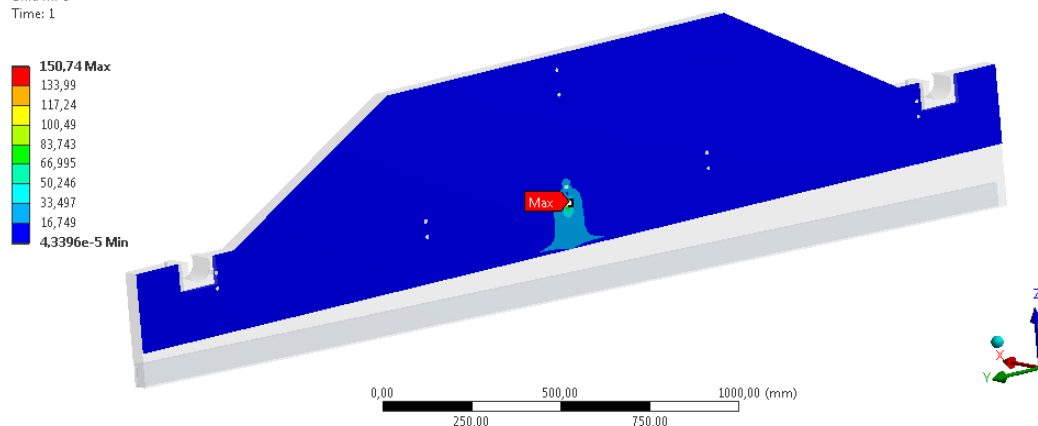


Figura B.7 - Representação das tensões máximas no Porta-Lâminas.

## **ANEXO C – EQUAÇÃO DA DEFORMADA**

De modo a estudar a componente do Suporte de Rolamentos, de um forma simplificada, podem-se transformar as componentes que atuam no Suporte de Rolamentos, no exemplo seguinte da figura C.1, onde a componente  $P$  corresponde à força de corte lateral,  $R_2$  corresponde ao ponto de fixação do veio  $R_x$ , ver figura 4.1 e  $R_1$  corresponde à componente  $N$  da figura C.1. O objetivo é determinar a equação da deformada para estudar o comportamento ao longo da viga, de modo a poder-se avaliar as condições de trabalho à deformação desta peça. Para isso recorre-se a um modelo simplificado, de perfil de secção uniforme, como o mostrado na figura C.1.

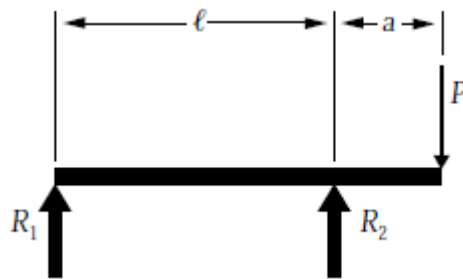


Figura C.1 - Constrangimentos resultantes da simplificação para o Reforço dos Rolamentos.

A equação da deformada para o caso anterior é: [10]

$$y = \frac{P a^2}{3 E I} (a + l) \quad (C1)$$

Arbitrando os valores para as variáveis, sabe-se que,

$$P = 39520 \text{ N}$$

$$a = 0,13619 \text{ m}$$

$$l = 0,24581 \text{ m}$$

$$E = 2,11 \times 10^{11} \text{ GPa}$$

$$I = 1,1433 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Substituindo os valores na equação (C1), fica:

$$y = \frac{39520 \times (0,13619)^2}{3 \times (2,11 \times 10^{11}) \times (1,1433 \times 10^{-6})} \times (0,13619 + 0,24581)$$

$$y = -0,387 \text{ mm}$$

### Determinação da Equação da Deformada

Para se poder deduzir a equação da deformada é necessário encontrar as reações nos apoios e determinar a expressão para o Momento Fletor.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_a = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_A + R_B = 39520 \\ -R_B \times 0,24581 + 39520 \times 0,382 = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} R_A = -21895,9 N \\ R_B = 61415,9 N \end{cases}$$

Esforço de corte,

$$R_A + R_B - V_2 = 0$$

$$V_2 = 39520$$

Cálculo dos Momentos Fletores. Para o intervalo,  $0 < x < 0,24581 \text{ m}$ , vem,

$$M_{f1} = \int T dx = -21895,9x + C$$

Para,  $x = 0$ ,

$$M_{f1} = -21895,9(0) + C = 0$$

$$C = 0$$

Para,  $x = 0,24581 \text{ mm}$ ,

$$M_{f1} = -21895,9x$$

$$M_{f1} = -21895,9 \times (0,24581) = -5382,23 N$$

Para o intervalo,  $0,24581 < x < 0,382 \text{ m}$ , vem,



$$M_{f2} = \int T dx = 39520x + C$$

Para,  $x = 0,24581 \text{ mm}$ ,

$$-5382,23 = 39520(0,24581) + C$$

$$C = -15096,6$$

Para,  $x = 0,382 \text{ mm}$ ,

$$M_{f2} = 39520x - 15096,6$$

$$M_{f2} = 39520 \times (0,382) - 15096,6 = 0$$

Para a validação dos resultados do cálculo analítico, utiliza-se o programa *MSolids*. Os resultados obtidos são coincidentes, como pode ser visto na figura C.2.

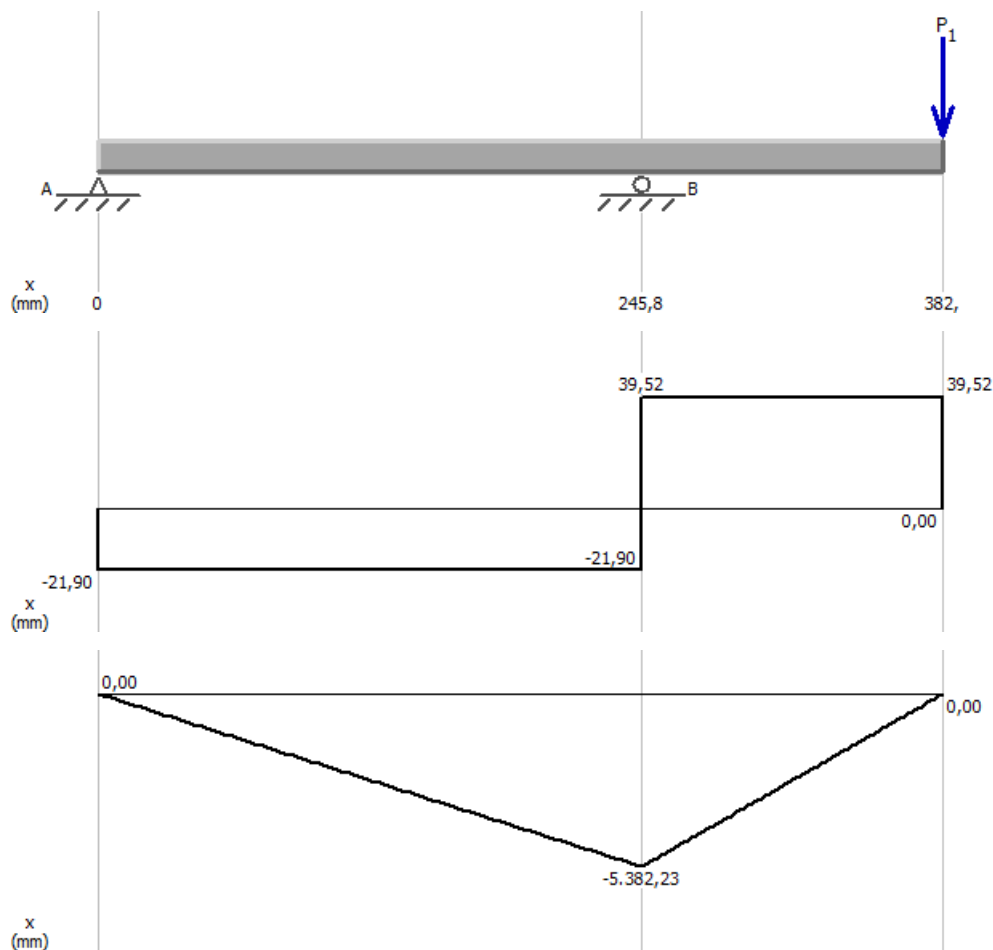


Figura C.2 – Diagrama de esforços.

Sendo a equação diferencial na linha elástica,

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) \quad (C2)$$

Substituindo a equação (C2) para  $0 < x < 0,24581 \text{ m}$  fica,

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -21895,9x$$

Integrando a equação diferencial da linha elástica duas vezes e aplicando as condições de fronteira, obtém-se a equação da linha elástica.

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}(21895,9)x^2 + C_1$$

$$EI y = -\frac{1}{6}(21895,9)x^3 + C_1 x + C_2$$

As equações de integração são determinadas a partir das condições de fronteira. Como o caso presente é referente a uma viga em balanço, sabe-se que:

$$- y_A = 0 \text{ para } x = 0$$

$$- y_B = 0 \text{ para } x = 0,24581$$

Então, para  $x = 0$  e  $y = 0$ :

$$EI(0) = -\frac{1}{6}(21895,9)(0)^3 + C_1(0) + C_2$$

$$C_2 = 0$$

Para  $x = 0,24581$  e  $y = 0$ :

$$0 = -\frac{1}{6}21895,9 \times (0,24581)^3 + C_1 \times (0,24581)$$

$$C_1 = 220,501$$

Substituindo os valores das constantes na equação (C2), vem:

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{1}{2}(21895,9)x^2 + 220,501$$

$$EIy = -\frac{1}{6}(21895,9)x^3 + 220,501x \quad (C3)$$

Para descobrir a flecha máxima,  $y_{max}$  localiza-se o ponto de declive nulo ou o ponto de flecha máxima.

$$\frac{dy}{dx} = 0$$

$$0 = -\frac{1}{2}(21895,9)x^2 + 220,501 \quad (C4)$$

$$x = 0,141918 \text{ m}$$

Para  $x = 0,141918$ , é possível determinar a flecha máxima, pelo que substituindo os valores já conhecidos na equação (C3), tem-se que:

$$y_{max} = 0,0864 \text{ mm}$$

Uma vez que se pretende encontrar a equação da deformada para **0,24581 < x < 0,382 m**, sabe-se que substituindo o Momento Fletor na equação diferencial na linha elástica fica,

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M(x)$$

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = 39520x - 15096,6$$

Integrando a equação diferencial da linha elástica duas vezes e aplicando as condições de fronteira obtém-se a equação da linha elástica.

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{1}{2}(39520)x^2 - 15096,6x + C_1 \quad (C5)$$

$$EIy = -\frac{1}{6}(39520)x^3 - \frac{1}{2}(15096,6)x + C_1x + C_2$$

As equações de integração são determinadas a partir das condições de fronteira. Como se pretende estudar a parte final da viga, sabe-se que:

-  $y_B = 0$  para  $x = 0,24581$

É necessário determinar para  $x = 0,24581$  outra condição de fronteira de modo a ser possível determinar as constantes. Para isso é necessário recorrer à equação (C4) de modo a achar o ângulo  $\theta$  para  $x = 0,24581$ .

Sabe-se que:

$$\frac{dy}{dx} = \theta$$

então, substituindo na equação (C4)

$$EI\theta = -\frac{1}{2}21895,9(0,24518)^2 + 220,501 \quad (C6)$$

$$\theta = -1,83 \times 10^{-3}$$

Substituindo  $x = 0,24518$  e  $\frac{dy}{dx} = \theta = -1,83 \times 10^{-3}$ , na equação (C5) tem-se que:

$$2,11 \times 10^{11} \times 1,1433 \times 10^{-6} \times (-1,83 \times 10^{-3}) = \frac{1}{2} \times 39520 \times (0,24518)^2 - 15096,6 \times (0,24518) + C_1$$

$$C_1 = 2075,97$$

Para  $x = 0,24518$  e  $y = 0$  vem,

$$0 = -\frac{1}{6}(39520)(0,24518)^3 - \frac{1}{2}(15096,6)(0,24518)^2 + 2075,97(0,24518) + C_2$$

$$C_2 = -152,035$$

A Equação da Deformada fica então,

$$EIy = -\frac{1}{6}(39520)x^3 - \frac{1}{2}(15096,6)x^2 + 2075,97x - 152,035 \quad (C6)$$

Sabe-se que a flecha máxima situa-se na extremidade da viga em  $x = 0,382 \text{ m}$ , pelo que substituindo na equação (C6),  $y_{max}$  fica:

$$y_{max} = -0,387 \text{ mm}$$

Uma vez que o valor é coincidente com o valor calculado inicialmente, é validado o estudo de determinação da equação da deformada. Pelo que pode ser usado para estudar o comportamento ao longo da viga em qualquer ponto.

## **ANEXO D – VERIFICAÇÃO AO SUPORTE DE ROLAMENTOS**

### D.1. Espessura Mínima na Aplicação da Carga

Outro aspeto a ser avaliado é a espessura mínima da peça na zona de aplicação da carga, representada pela letra “a” na figura D.1, necessária para o ponto onde a força,  $F_{CLateral}$ , atua quando é de 50 kN. O veio representado pela letra “d” tem 40mm de diâmetro devido à imposição do próprio fabricante do rolamento e a letra “t” representa a espessura de 40 mm.

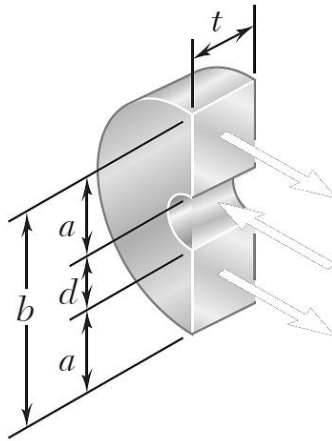


Figura D.1 - Representação das dimensões na união da  $F_{CLateral}$ .

Para se iniciar, aplica-se o coeficiente de segurança (C.S.), onde,

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma}{C.S.} = \frac{275 \text{ MPa}}{2} = 137,5 \text{ MPa} \quad (D1)$$

Sabe-se, que,

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A} \quad (D2)$$

Deduzindo a equação acima, em ordem à área, vem,

$$A = \frac{50\,000 \text{ N}}{137,5 \times 10^6} = 363,636 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Da figura D.1, sabe-se que a área, de modo a obter a variável “a”, pode ser deduzida da seguinte forma:

$$A = t \times b = t \times (2a + 40) \quad (D3)$$

Então, substituindo, vem

$$363,636 = 40 \times (2a + 40)$$

$$a = 15,45 \text{ mm}$$

Calculando o “b” total, figura D.1, tem-se:

$$b = 40 + 2a = 40 + 2(15,45) = 70,9 \text{ mm}$$

O “b” total do suporte de rolamentos original é de 70 mm, ver figura D.2, pelo que se considera válido, conforme os cálculos acima realizados.

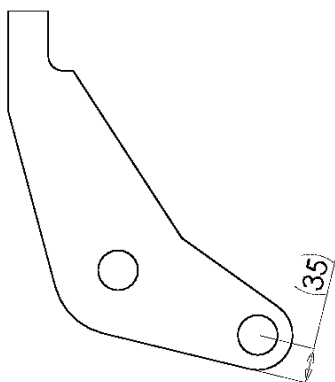


Figura D.2 - Representação da dimensão do "b" total na peça original.

## D.2. Verificação à Tensão do Pino

Em relação ao Pino, é calculada a tensão de corte que o pino sofre devido ao corte duplo, provocado pela carga de  $F = 50 \text{ kN}$ .

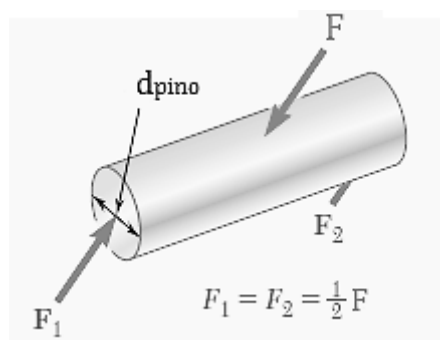


Figura D.3 - Representação das Forças no Pino.

Uma vez que a peça está sujeita ao corte duplo, é necessário dividir a força de 50 kN por dois, sendo que:



$$\tau = \frac{F/2}{A} = \frac{F/2}{\frac{\pi}{4} d_{pino}^2} = \frac{25 \text{ kN}}{\frac{\pi}{4} \times 40^2} = 20 \text{ MPa}$$

A tensão de rotura do pino é de 410 MPa, pelo que, o coeficiente de segurança obtido é de:

$$\text{Coeficiente de Segurança} = \frac{\tau_{rotura}}{\tau} = \frac{410}{20} = 21$$

## **ANEXO E – ALTERAÇÕES DE COMPONENTES INDIVUDAIS**

## E.1. Alteração do Suporte dos Rolamentos

Devido à consequente alteração da posição da Placa Superior 1 para a nova posição, é necessário subir o veio de fixação do suporte de rolamentos para a nova posição, ver figura E.1, o que aumenta as forças de reação  $R_x$  e  $F_n$  na peça, pelo que é necessário redimensionar o Suporte de Rolamentos.

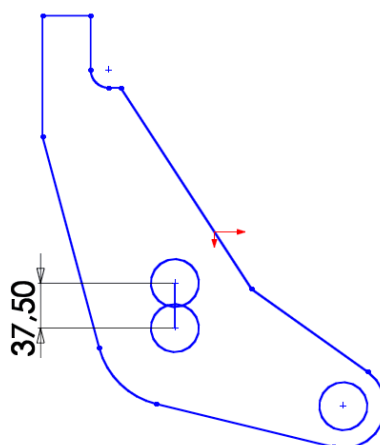


Figura E.1 - Novo ponto, a 37,5 mm, para o Suporte de Rolamentos.

Numa primeira análise é efetuada uma simulação numérica de modo a verificar o aumento de deformação com a subida do veio para a nova posição face à deformação original.

Para a simulação numérica, adotam-se os mesmos procedimentos usados no Capítulo 4.2.3.4, ou seja, a mesma carga de 50 kN, os mesmos constrangimentos, o mesmo “probe” e com sistema de coordenadas, como representado na figura E.2.

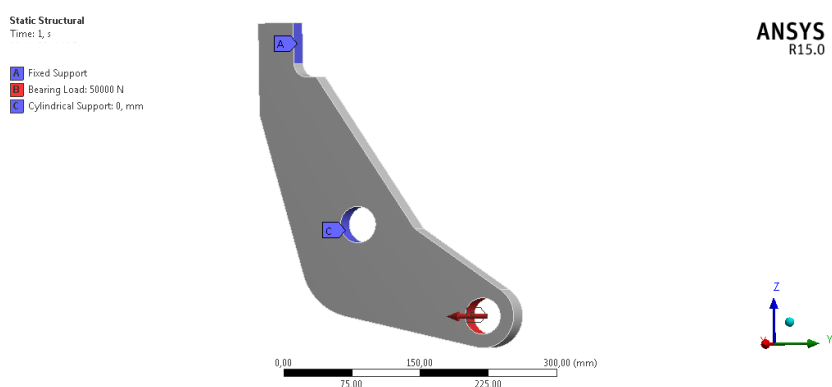


Figura E.2 - Reforço de Rolamentos com o ponto na nova posição.

Os novos valores obtidos para a deformação podem ser comparados com os originais através da tabela E.1.

Tabela E.1 - Resultados da deformação para o Reforço dos Rolamentos.

Reforço dos Rolamentos	Deformação		
	Original	Solução	Ganhos (%)
Deformação Total [mm]	0,0623	0,102	-64
Eixo Y [mm]	-0,0360	-0,0630	-75
Eixo Z [mm]	-0,0479	-0,0759	-58

Os resultados obtidos mostram que ao subir o veio para a nova posição, o suporte de rolamentos apresenta maiores deformações. Com esta situação, é necessário redesenhá-lo de modo a recuperar-se as condições originais.

Algumas alternativas de melhoramento à deformação foram analisadas, recorrendo à dedução da equação da deformada feita a partir de um caso similar ao diagrama de esforços do Suporte de Rolamentos (ANEXO H). Por outro lado o estudo da alteração das dimensões nos valores das seções transversais, resolvidas no Capítulo 4.2.3.4, constata-se a necessidade de aumentar significativamente as dimensões do ponto central da peça do Suporte dos Rolamentos, bem como a sua espessura, para se obter valores semelhantes aos originais, sendo por isso necessário alterar a abordagem ao problema.

Analisando a figura E.3, constata-se que o Ponto 2 se afasta do Ponto 1 em 37,5 mm o que altera a relação de forças em relação à solução original. Importa avaliar as consequências desta alteração, bem como a distância entre pontos, como representado na figura E.4.

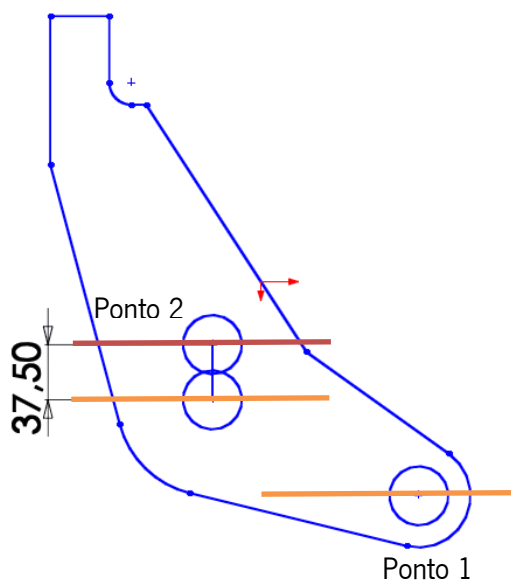


Figura E.3 - Observação do posicionamento, em relação à altura, do ponto 1 em relação ao ponto 2.

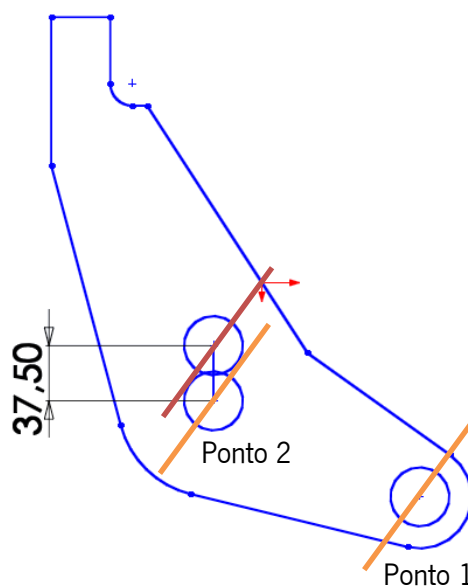


Figura E.4 - Observação do posicionamento, em relação à distância, do ponto 1 em relação ao ponto 2.

Para se poder contornar o problema, usam-se estes dois aspetos, representados nas figuras E.3 e E.4, numa solução em comum. Uma vez que a Placa Superior 1 tem uma inclinação de  $10^\circ$ , é então possível diminuir a altura e a distância do Ponto 2 ao Ponto 1, avançando o Ponto 2 em 60 mm aproximando-o de novo ao Ponto 1, como ilustrado na figura E.5.

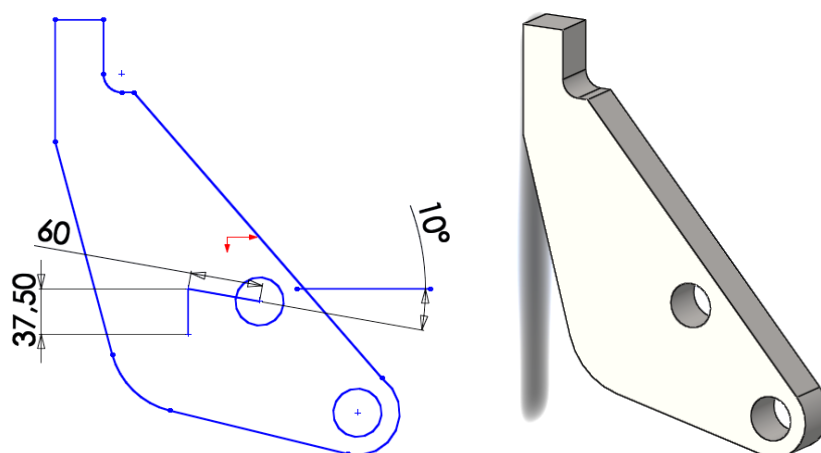


Figura E.5 – Medidas do novo ponto, para a nova proposta de Reforço dos Rolamentos.

É possível não só diminuir a força que atua na peça, como aumentar a resistência à deformação na zona do Ponto 1 ao Ponto 2 pela diminuição da distância entre eles. Supondo que no Ponto 1 existe uma carga aplicada e no Ponto 2 um encastramento, de acordo com a Mecânica dos Materiais, se a distância for menor, a flecha também será menor, ou seja, pode-se representar esta analogia para o presente caso.

O valor dado para a distância do Ponto 2 ao novo ponto, que na figura E.5 corresponde a 60 mm, é obtida através de tentativa erro até se obter valores semelhantes aos originais.

Os valores obtidos para a nova configuração podem ser vistos na tabela E.2.

Tabela E.2 - Resultados da deformação para o Reforço dos Rolamentos.

Reforço dos Rolamentos	Deslocamentos		
	Original	Solução	Ganhos (%)
Deslocamento Total [mm]	0,0623	0,0475	23,75
Eixo Y [mm]	-0,0360	-0,0353	1,94
Eixo Z [mm]	-0,0479	-0,0292	39

Através dos valores obtidos, é possível observar que a nova proposta para o Suporte de Rolamentos satisfaz os requisitos iniciais de se obter valores semelhantes aos originais. De salientar que o valor mais importante, neste estudo, é o valor do Eixo dos Y, pois corresponde à deformação de abertura ou afastamento do componente, deformação essa que se pretende diminuir na estrutura.

Outro aspeto que importa verificar é a tensão resultante provocada pela nova posição. Como ilustrado na figura E.6, a tensão obtida é de 73 MPa, sendo o máximo localizado na parte superior da componente. Verifica-se assim a resistência à tensão do Suporte de Rolamentos para a nova posição.

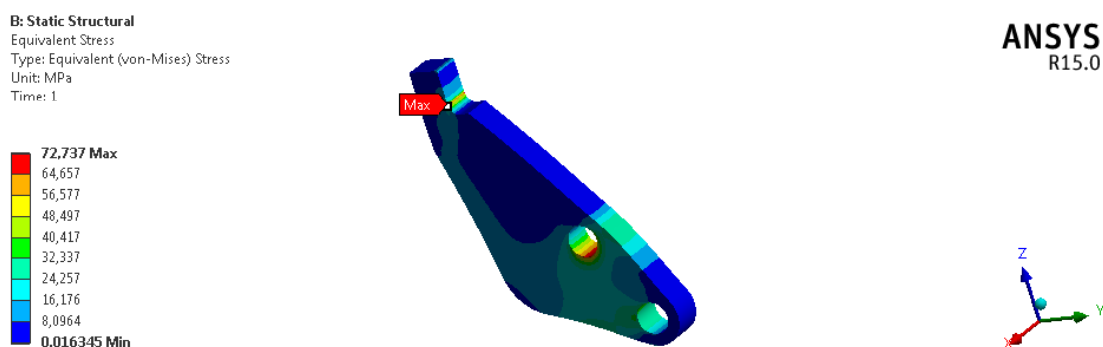


Figura E.6 - Tensão obtida de 73 MPa.

As reações obtidas pelo *ANSYS* para Rx e Fn são de 54 kN e 15 kN, respetivamente.

## E.2. Resolução do Problema e Alteração do Esbarro

Uma das observações que se verifica é o facto de ao inclinar-se a Placa Superior 1, esta bate no esbarro, que serve de encosto e de medida às chapas a serem cortadas, ver figura E.7. Assim, neste capítulo é apresentada uma proposta de resolução ao problema.

### E.2.1. Proposta de Resolução

Um dos problemas que se encontra para o presente modelo de estudo, HGR-306, é o facto de ao inclinar-se a Placa Superior 1 em cerca de  $10^\circ$ , a face inferior da placa, representada a vermelho na figura E.7, bate no esbarro. Para modelos superiores à gama HGR-306 este problema deixa de ter efeito uma vez que existe maior espaço entre o esbarro e a Placa Superior 1.

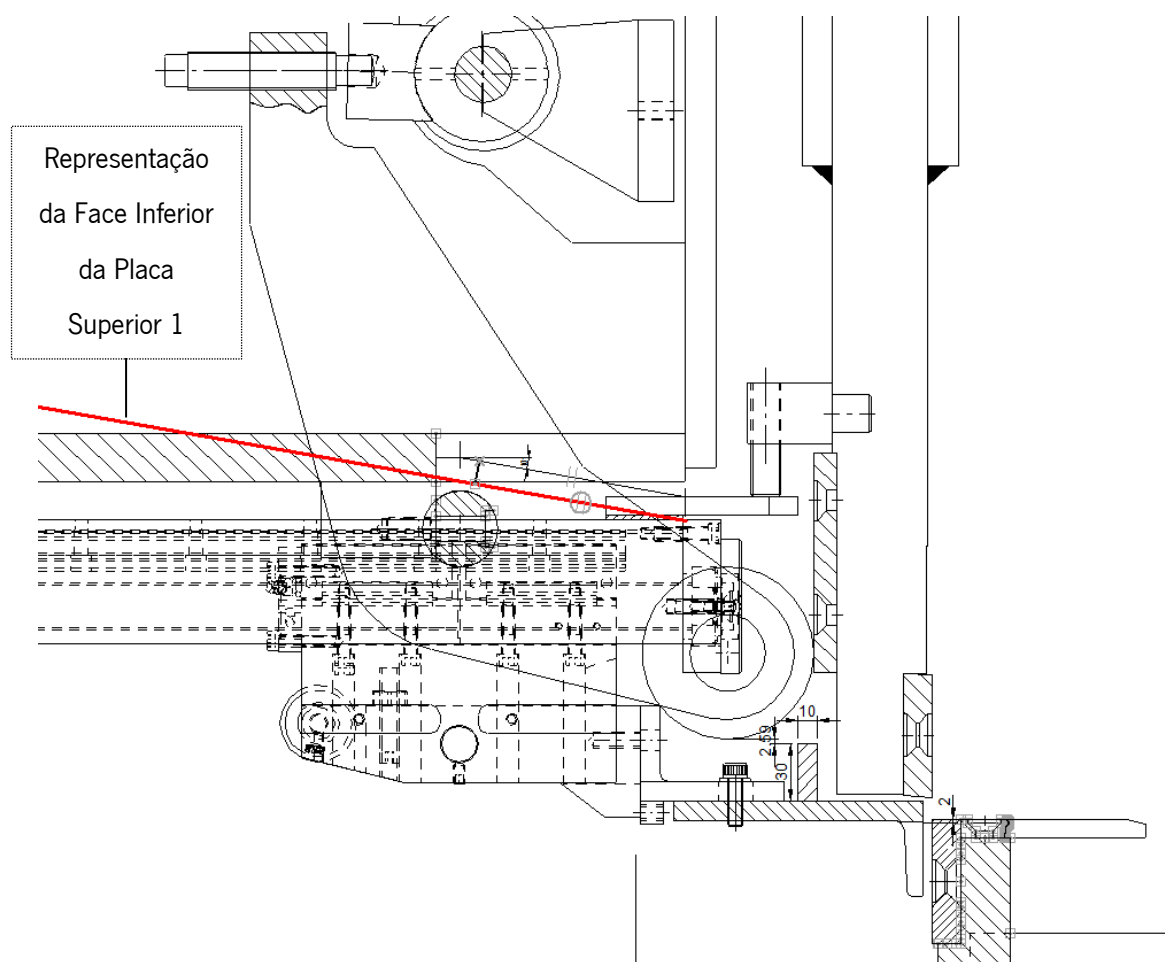


Figura E.7 – Detalhe do contato entre esbarro e a face inferior da placa superior 1 (representada a vermelho).

Na figura E.8 é possível verificar, a cor lilás, as componentes que fazem parte do esbarro, como por exemplo, o carro guia e outros.

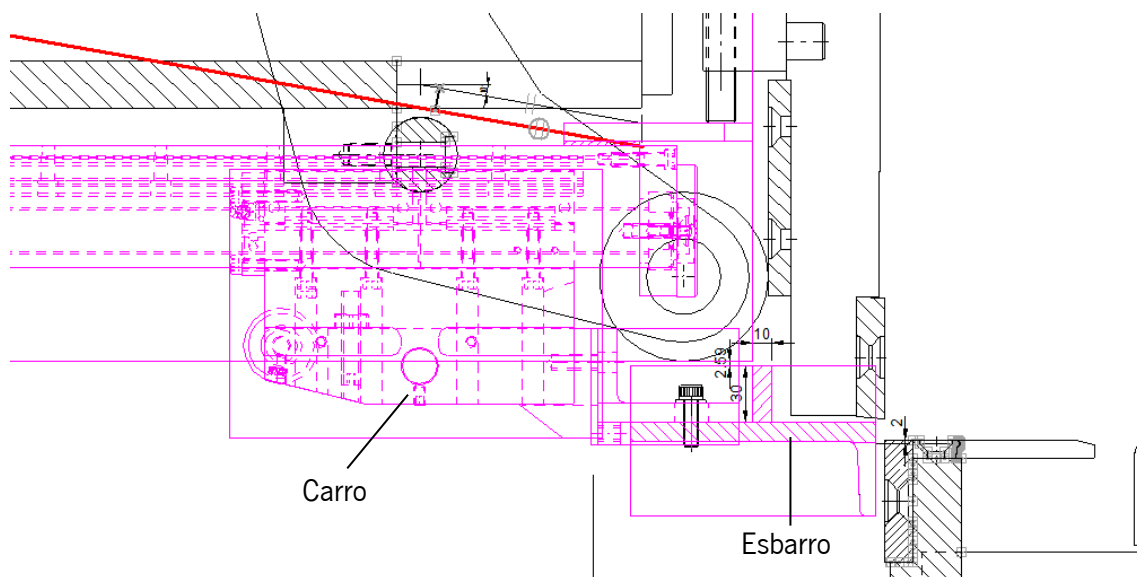


Figura E.8 – Detalhe dos componentes que fazem parte do esbarro.

De modo a resolver este problema de uma maneira simples, verifica-se que a solução encontrada é, por exemplo, recuar o esbarro 59 mm, como pode ser visualizado na figura E.9. Ao recuar-se o esbarro deixa de haver contacto entre a face inferior da Placa Superior 1 com a extremidade do esbarro, uma vez que a face inferior da Placa Superior 1 deixa de bater no esbarro.

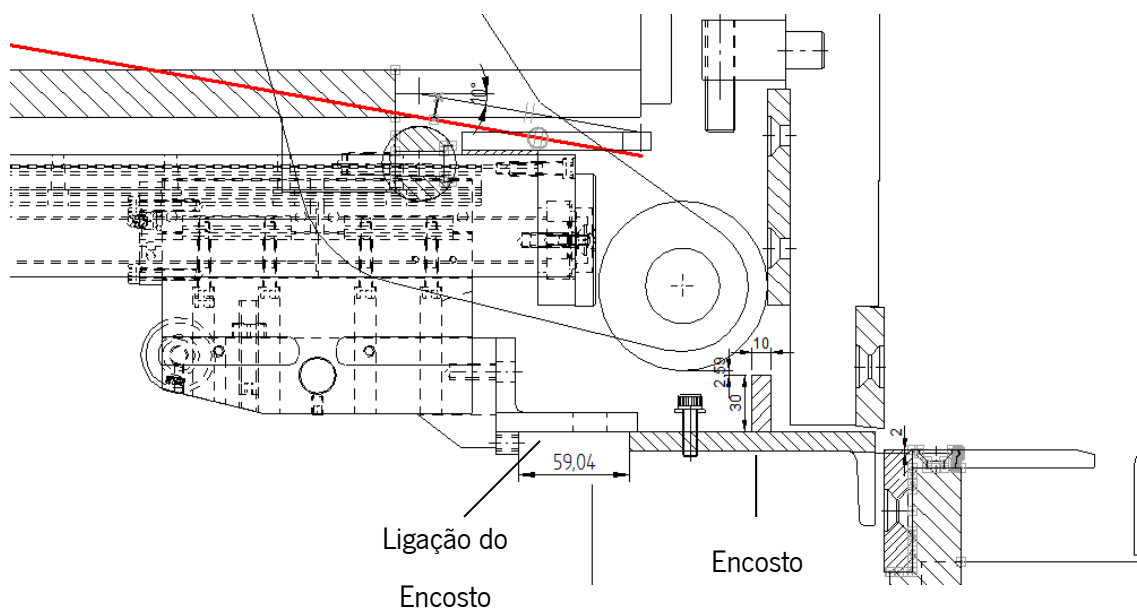


Figura E.9 - Ilustração do esbarro recuado.

Contudo, é necessário compensar os 59 mm que se retiraram na placa do encosto do esbarro e de modo a compensar a possível flecha que possa criar, torna-se necessário soldar um pequeno reforço em forma de canto (placa em forma triangular) na ligação do encosto.





## **ANEXO F – RESULTADOS INDIVIDUAIS DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS**

## F.1. Solução 1

Os resultados obtidos para a nova configuração podem ser vistos na tabela F.1.

Tabela F.1 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 1	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,176	50,7
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,346	33,4
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,457	20,6
		Eixo Z [mm]	0,352	0,156	55,7
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,517	47,2
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,223	46,1
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,472	27,1
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,183	-144,8
	Deformação total [mm]	Máxima	0,65	0,508	21,8
		Mínima	0,39	0,38	2,5
Massa Total		(g)	3540199,21	3597774,5	-1,62

Da análise aos resultados da tabela verifica-se que os valores são satisfatórios, apresentando em praticamente todos os probes ganhos significativos.

De realçar os excelentes resultados obtidos para os probes com maior importância, o Probe 1, Probe 3 e o Probe 4 (Eixo Z) em cerca de sensivelmente 50% de ganho, visto serem os valores que representam a abertura da estrutura da máquina-ferramenta durante o corte.

Contudo, o valor obtido para o Probe 5, no Eixo Z, apresenta um valor negativo de 144,8% face ao original, pelo que se opta por comparar a deformação total entre a Solução 1 e a estrutura Original, de modo a descobrir se a diferença é significativa. Os resultados para a deformação total mostram que apesar de o valor obtido no Probe 5, no Eixo Z, ser negativo, o resultado na deformação máxima e mínima da solução proposta apresenta melhores resultados. No entanto, outro aspeto a ter em conta é o facto de o porta-lâminas se situar numa posição

inferior à placa superior 3, no momento mais crítico do corte, pelo que não será influenciado significativamente por esse valor.

Relativamente à massa total, obtida através da opção “*Mass Properties*” inserida no programa *SolidWorks* fica praticamente inalterada, com um ligeiro aumento de 1,5%.

## F.2. Solução 2

Os resultados obtidos para a nova configuração podem ser vistos na tabela F.2.

Tabela F.2 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 2	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,176	50,7
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,346	33,4
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,458	20,5
		Eixo Z [mm]	0,352	0,156	55,7
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,582	40,7
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,235	43,4
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,493	24,0
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,156	-108,2

Os resultados obtidos da nova configuração apresentam-se igualmente satisfatórios. De realçar, que o Probe 1 mantém o mesmo valor obtido na configuração anterior para a inclinação de 10° da placa superior 1 e o Probe 4 (no Eixo Z) reduz em cerca de 3%, apresentando-se igualmente com um valor bastante satisfatório.

### F.3. Solução 3

Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela F.3.

Tabela F.3 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 3	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,165	53,7
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,344	33,7
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,462	19,8
		Eixo Z [mm]	0,352	0,144	59,0
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,591	39,7
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,110	73,3
<b>Probe 5</b>	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,384	40,7
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,059	20,5

Verifica-se para os valores obtidos na tabela, que a zona mais é influenciada é a parte superior da estrutura. Contudo, é de realçar o Probe 1 obtém melhorias em cerca de 4%.

O Probe 4, no Eixo Z, apresenta melhorias em mais de 20% em relação ao obtido anteriormente. Outro parâmetro que é melhorado é o Probe 5, Eixo Z, que passa de um valor negativo de -144,8% para um valor positivo de 20,5%.

Os resultados obtidos mostram que ao fechar o cole de cisne é possível reduzir o efeito de abertura da estrutura da máquina-ferramenta, de um modo simples e económico, conseguindo no final obter ótimos resultados.

### F.3.1. Solução 3.1

Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela F.4.

Tabela F.4 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 3.1	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,337	5,7
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,325	-0,9
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,583	-0,6
		Eixo Z [mm]	0,352	0,332	5,8
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	1,05	-7,9
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,331	20,2
<b>Probe 5</b>	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,560	13,6
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,174	-132,5

Dos valores obtidos, verifica-se tal como no caso anterior, que existe uma melhoria para o Eixo dos Z e uma perda para o Eixo dos Y. De um modo geral, os valores alcançados não conseguem satisfazer o objetivo para o presente trabalho, embora não deixe de ser uma solução economicamente viável para reduzir as deformações da parte superior da estrutura, logo não é uma solução a ter em conta.

## F.4. Solução 4

Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela F.5.

Tabela F.5 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 4	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,176	50,7
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,346	33,4
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,458	20,5
		Eixo Z [mm]	0,352	0,156	55,7
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,522	46,7
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,223	46,1
<b>Probe 5</b>	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,474	26,9
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,178	-138,0

Da análise dos resultados da tabela verifica-se que, embora sem os cutelos superiores na estrutura, os valores continuam bastante satisfatórios, apresentando em praticamente todos os probes ganhos significativos. O valor do Probe 4 (Eixo Z), embora sem os cutelos, permanece nos 46,1% de ganhos.

De realçar que o valor -138%, do Probe 5, é inferior ao valor do Probe 5 da Solução 1 de -144%.

### F.4.1. Solução 4.1

Os resultados obtidos podem ser vistos na tabela F.6.

Tabela F.6 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 4.1	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,176	50,7
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,346	33,4
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,458	20,5
		Eixo Z [mm]	0,352	0,156	55,7
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,515	47,5
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,224	45,9
<b>Probe 5</b>	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,490	24,5
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,161	-115,5

Os resultados obtidos em comparação com a solução anterior (Solução 4) mostram uma redução no Probe 5 de -138% para -115%. O valor do Probe 4 (Eixo Y) também reduz de 46,1% para 45,9% não sendo, portanto, considerada uma perda significativa.

Sendo assim, a solução em se manter apenas os dois cutelos superiores iniciais nas suas extremidades, torna-se mais vantajosa que a solução anterior ao remover todos os cutelos superiores.



## F.5. Solução 5

Na parte superior da estrutura, considerar-se um perfil de secção retangular soldado à placa superior 1, como ilustrado na figura F.1.

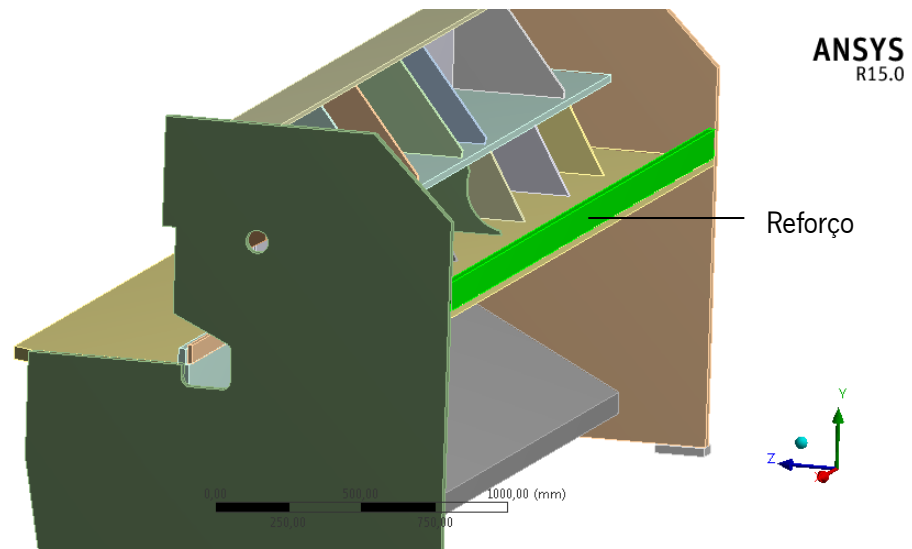


Figura F.1 - Detalhe do pormenor do perfil de secção retangular.

Considerando um perfil de secção retangular, e arbitrando para as dimensões uma largura de  $b = 25 \text{ mm}$ , altura de  $h = 100 \text{ mm}$  e de comprimento  $L = 3098 \text{ mm}$ , como se mostra na figura F.2 e aplicando na Placa Superior 1, o momento de inércia vai ser alterado.

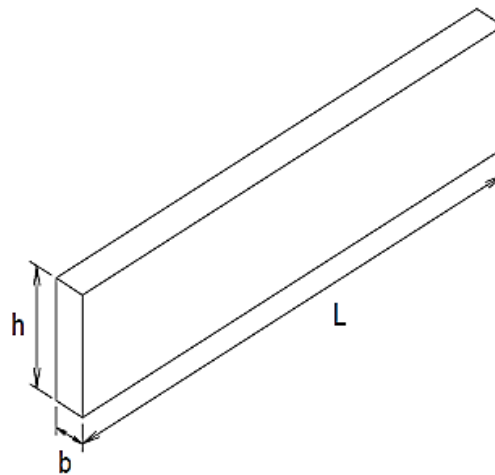


Figura F.2 - Representação do perfil selecionado.

Aplicando o Teorema dos eixos paralelos ou o Teorema de Steiner, expresso pela fórmula,

$$I_{\Delta} = I_{\Delta G} + A \cdot d^2 \quad (\text{F1})$$

Pode-se obter o momento de inércia da área da seção plana, relativamente a um eixo qualquer, em particular a um eixo baricêntrico paralelo ao dado, com o produto da área da superfície pelo quadrado da distância entre os referidos eixos, obtido pela equação (F2).

$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}A}{\sum A} \quad (F2)$$

Na figura F.3 mostra-se a configuração geometria da placa já com a aplicação do reforço.

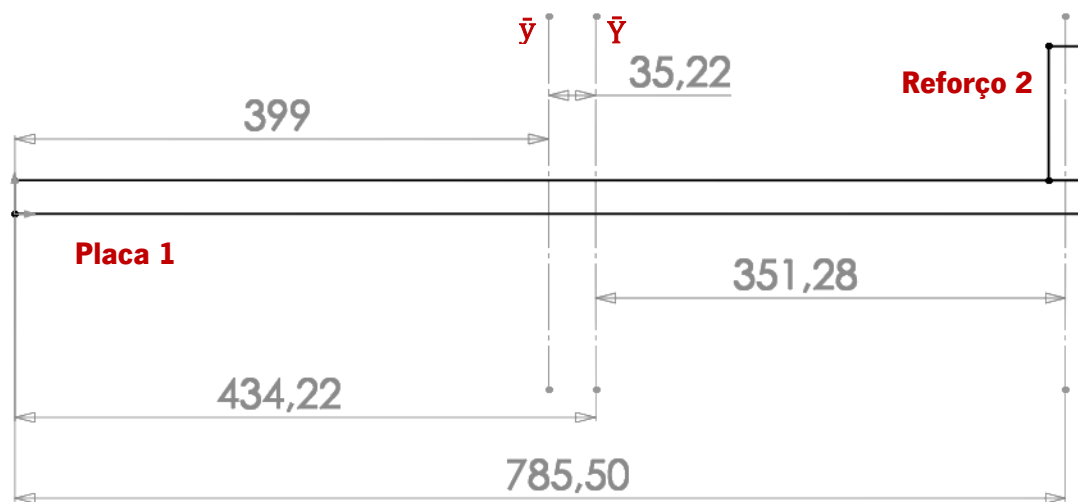


Figura F.3 – Representação dos eixos de simetria e centro geométrico da Placa Superior 1 Original com o Reforço.

Recorrendo à figura F.3, o cálculo do centro geométrico da alma está esquematizado na tabela F.7.

Tabela F.0.7 – Cálculo do Centro Geométrico.

	Área, $A$ [ $mm^2$ ]	$\bar{y}$ [ $mm$ ]	$\bar{y}A$ $mm^3$
<b>Placa 1</b>	$25 \times 798 = 19950$	399	$7,96 \times 10^6$
<b>Reforço 2</b>	$25 \times 100 = 2500$	785,5	$1,96 \times 10^6$
	$\sum A = 22450$		$\sum \bar{y}A = 9,92 \times 10^6$

Substituindo, os valores obtidos na tabela F.7 na equação (F2), o novo centro geométrico é então a,

$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}A}{\sum A} = \frac{9,92 \times 10^6}{22450} = 441,871 \text{ mm}$$

Encontrada a nova posição para o eixo do centro geométrico, entre ambas as placas, calcula-se o momento de inércia, pelo que,

$$I_{\Delta} = \sum(I_{\Delta G} + A \cdot d^2) = \sum\left(\frac{bh^3}{12} + A \cdot d^2\right) \quad (F3)$$

Substituindo, vem,

$$I_{\Delta} = \left(\frac{798 \times 25^3}{12} + 19950 \times 35,216^2\right) + \left(\frac{25 \times 100^3}{12} + 2500 \times 351,284^2\right)$$

$$I_{\Delta} = 3,36 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Comparando o valor obtido anteriormente para o Momento de Inércia da Placa Superior 1 com o Reforço e sem o Reforço, verifica-se que existe um aumento da resistência da nova geometria, como se pode visualizar na tabela F.8.

Tabela F.8 – Comparação de Resultados para o Momento de Inércia da Placa Superior 1.

	<b>Momento de Inércia [<math>mm^4</math>]</b>
<b>Placa Superior 1 (Original)</b>	$\frac{798 \times 25^3}{12} = 1,04 \times 10^6$
<b>Placa Superior 1 (com o Reforço)</b>	$3,36 \times 10^8$

Os resultados obtidos, com a adição do novo reforço, podem ser vistos na tabela F.9.

Tabela F.9 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 5	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,356	0,14
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,519	0,05
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,5762	-0,5768	-0,10
		Eixo Z [mm]	0,352	0,351	0,15
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,395	59,6
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,327	20,9
<b>Probe 5</b>	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,481	25,7
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,283	-278,34

Da análise dos resultados da tabela verifica-se que a solução de adicionar um reforço, com as medidas atribuídas, melhora em 20% o Probe 4 (Eixo Z) face ao original. No entanto, o valor obtido no Probe 5 (Eixo Z) é bastante elevado, podendo levar a problemas de torção.

Embora esta solução resolva em parte a deformação no eixo Z da parte superior, para o Probe 4, tem como desvantagem a adição de massa e mão-de-obra, pois torna-se necessário soldar o reforço à Placa Superior 1, não sendo portanto uma solução a ser considerada. Contudo, é uma solução ótima para a possibilidade de reforço a ser implementada em estruturas de modelos que necessitem de utilizar reforços.

## F.6. Solução 6

Os resultados obtidos para a configuração anterior podem ser vistos na tabela F.10.

Tabela F.10 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 6.1	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,216	39,5
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,447	14,1
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,583	-1,2
		Eixo Z [mm]	0,352	0,194	45,0
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,811	17,3
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,407	1,9
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,614	5,4
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,096	-28,1
Massa Total		(g)	3540199.21	3123824.74	-11.7

Através da tabela, é possível verificar que a parte inferior da estrutura, mesmo com as alterações propostas, apresenta deformações menores que a estrutura original. Isto confirma-se apesar do valor do Probe 3, Eixo Y, na Solução 1 ser apenas de 20%, não permitindo uma possibilidade de redução maior. De modo a poder reduzir ainda mais o comprimento da placa do Suporte da Lâmina, é necessário aumentar a sua espessura, de modo a compensar os valores obtidos para o Probe 3, no Eixo Y.

No entanto, para a parte superior da estrutura verifica-se que é possível reduzir o comprimento da Placa Superior 1 e reduzir a espessura da Placa Superior 2. De salientar que a introdução dos dois cutelos tem como intuito aproximar o valor do Probe 5, Eixo Z, do valor original, uma vez que sem eles o valor agrava.

Relativamente à massa da estrutura resultante para esta solução, obtêm-se reduções em cerca de 11,7% comparativamente à massa original, como pode ser visto na tabela F.10. Ao efetuar estas alterações, é possível não só reduzir a massa final como o tempo de produção em virtude da simplificação do processo, reduzindo os custos finais de produção. Ao reduzir as

espessuras e os comprimentos das placas, também se reduz à quantidade e ao comprimento necessários para os cordões de soldadura, bem como a mão-de-obra necessária, resultando no final em um menor custo da produção para a empresa.

### F.6.1. Solução 6.2

Os resultados obtidos para a configuração anterior podem ser vistos na tabela F.11.

Tabela F.11 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 6.2	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,17555	50,9
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,35244	32,2
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,44844	22,2
		Eixo Z [mm]	0,352	0,15874	55,0
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,52294	46,7
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,22302	46,3
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,47591	26,7
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,17951	-139,6
Massa Total		(kg)	3540,19	3546,57	-0,18

Os resultados obtidos para a alteração dos cutelos apresentam-se igualmente satisfatórios. De realçar que os Probes 4 e 5, não sofrem alterações significativas devido à redução de massa nos cutelos, o que valida a análise realizada pelo “*Shape Optimization*”. Relativamente à massa, é possível observar que reduz em mais de 1% em relação à estrutura base (solução 1).

Embora os resultados sejam satisfatórios, esta proposta de redução da massa da estrutura só tem interesse se a parte dos Cutelos removida tiver aproveitamento na produção de outro componente como matéria-prima. De outra forma aos custos associados à remoção do material dos Cutelos pode não compensar a redução da massa conseguida.

## F.7. Solução 7

Os resultados obtidos para a nova configuração podem ser vistos na tabela F.12.

Tabela F.12 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 7	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,1756	50,9
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,35245	32,2
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,44843	22,2
		Eixo Z [mm]	0,352	0,15878	55,0
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,57449	41,3
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,2171	47,7
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,50124	22,8
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,12795	-70,8
Massa Total		(kg)	3540,19	3407,89	3,73

Da análise aos resultados da tabela, verifica-se que os valores alcançados para a nova configuração apresentam-se igualmente bastante satisfatórios em praticamente todos os probes.

Relativamente à massa total, é possível verificar uma redução, em cerca de 3,73%, sem comprometer o excelente comportamento mecânico conseguido.

## F.8. Solução 8

Um dos objetivos do presente trabalho é a redução do tempo de produção, pelo que se considera, a redução de uma parte das extremidades da Placa do Suporte da Lâmina e da Placa Superior 1, como ilustrado na figura F.4 e F.5.

Assim, no que respeita aos deslocamentos é possível manter os mesmos valores obtidos ao centro e reduzir-se o comprimento nas extremidades das placas, agravando o deslocamento até se atingir um valor próximo do obtido ao centro.

Para a altura da placa do suporte da lâmina, opta-se por reduzi-la em apenas 150 mm, de modo a reduzir a altura de 766 mm para 616 mm, como ilustrado o detalhe na figura F.4.

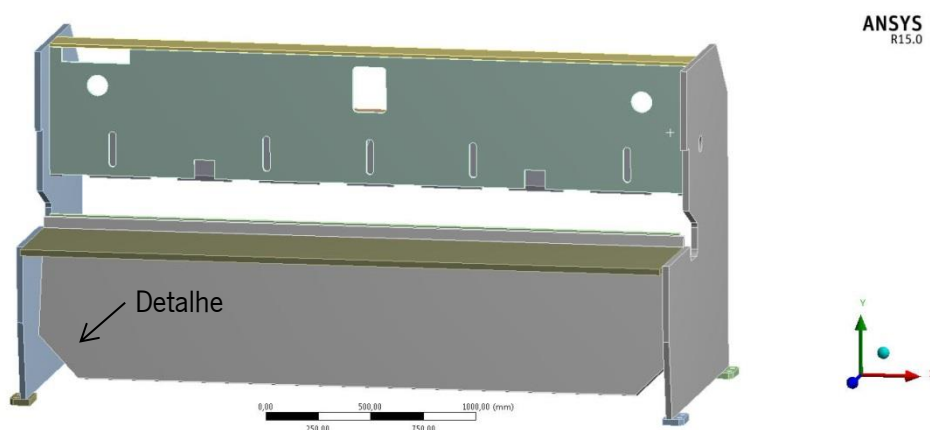


Figura F.4 - Vista frontal do detalhe da placa do suporte da lâmina na estrutura.

No caso da Placa Superior 1, considera-se a redução do comprimento em 250 mm, criando um triângulo com catetos de igual comprimento, como ilustrado na figura F.5, uma vez que a solução (da otimização) possibilita reduzir até 290 mm todo o comprimento, até se obter o mesmo valor de deslocamento original.

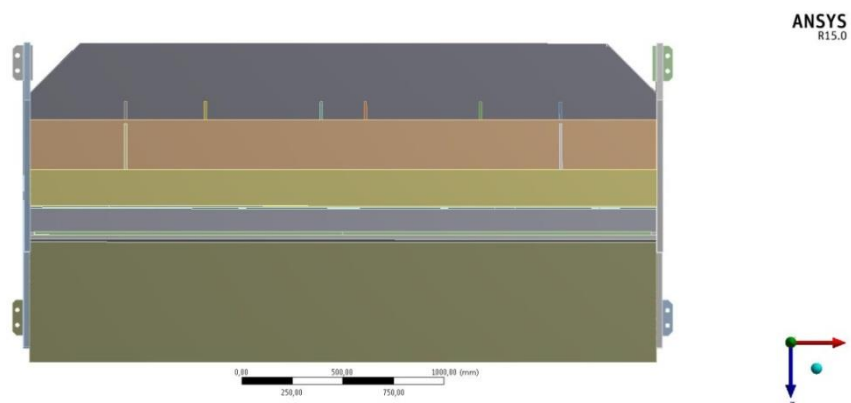


Figura F.5 - Vista superior do detalhe da placa superior 1 na estrutura.



Na figura F.6 é possível observar a vista em perspectiva da parte traseira da estrutura.

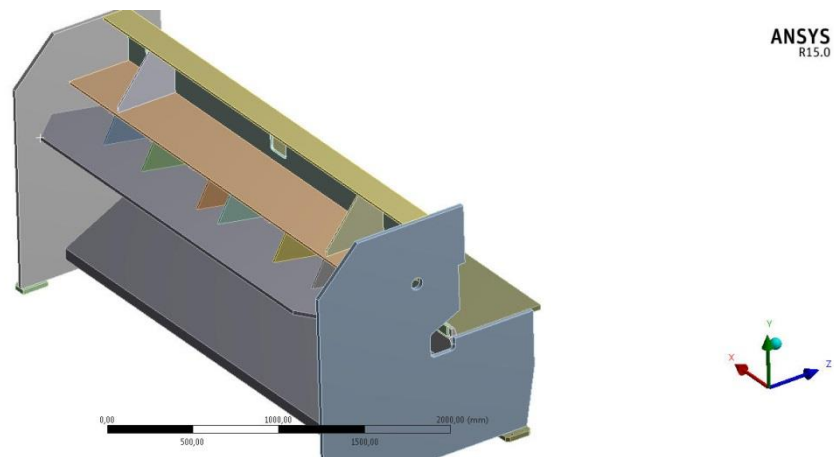


Figura F.6 - Vista traseira da estrutura com a nova configuração.

Para a seguinte análise, são realizados dois estudos para a estrutura da solução 7, variando apenas a espessura da Placa Superior 2, de 25 mm para 16 mm.

Para o caso da Placa do Suporte da Lâmina, toma-se como exemplo, o estudo de uma viga de secção retangular, simplesmente apoiada nas suas extremidades (toma-se este exemplo por apresentar valores mais próximos aos reais que a viga encastrada), como ilustrado na figura F.7. O objetivo para o presente estudo é transformar o momento fletor representado pelo Caso 1 num semelhante ao Caso 2, como mostra figura F.7.

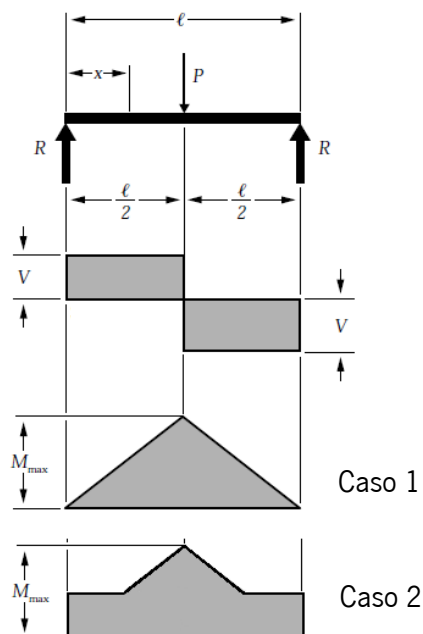


Figura F.7 – Ilustração do diagrama de esforços, e respetivos casos 1 e 2.

No Caso 2, da figura F.7, a representação do comportamento do momento fletor serve apenas de exemplificação para explicar o objetivo presente neste tópico. O valor máximo do momento fletor é o mesmo que no Caso 1, bem como a altura da peça, embora a meio do plano de simetria, a linha horizontal represente um momento fletor constante, o que faz variar a altura da peça, sendo este o objetivo pretendido. Para que seja possível obter o momento fletor constante, é necessário descobrir a altura da placa através da equação da deformada (20), colocando em evidência o Momento de Inércia, através da equação (F3), para  $x < l/2$ .

$$y = \frac{Px}{48EI}(3l^2 - 4x^2) \quad (F3)$$

$$I = \frac{\frac{Px}{48E}(3l^2 - 4x^2)}{y}$$

Através da equação do momento de inércia, é possível pôr em evidência a altura, uma vez que a única incógnita que não é conhecida é a altura.

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}}$$

Este processo analítico é usado apenas para o caso da placa do suporte da lâmina, ver ANEXO H, embora que em ambos os casos, da placa superior 1 e da placa do suporte da lâmina, é tida em consideração a altura obtido na análise da solução 8 (otimização). Pelo que, este estudo realizado serve apenas de informação auxiliar para análise posterior por parte da empresa.

A consequência da solução proposta neste caso, tem como resultado para algumas partes dos componentes, menor cordão de soldadura e menor massa.

### **F.8.1. Solução 8.1**

Os resultados obtidos para a estrutura da solução 8.1, com a Placa Superior 2 com espessura 25 mm, podem ser vistos na tabela F.13.

Tabela F.13 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 8.1	(%)
Probe 1	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,18059	49,5
Probe 2	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,35942	30,9
Probe 3	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,46924	18,6
		Eixo Z [mm]	0,352	0,16214	54,0
Probe 4	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,53597	45,4
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,21903	47,2
Probe 5	Face exterior da Placa 3	Eixo Y [mm]	0,648	0,49623	23,5
		Eixo Z [mm]	-0,074	-0,1413	-88,6
Massa Total		(kg)	3540.19	3470.98	1.95

Da análise dos resultados da tabela verifica-se que, embora se tenha reduzido massa e enfraquecido as extremidades de ambas as placas, os resultados são bastante satisfatórios, não havendo agravamentos significativos em qualquer Probe.

Verifica-se, para o Probe 4, eixo Z, um aumento de 1% comparativamente às soluções até agora apresentadas. De realçar o ganho obtido para o Probe 5, onde é possível verificar que há uma melhoria de 20% comparativamente ao valor obtido na solução 1. Contudo, há um aumento de 1,95% em relação ao valor obtido para a massa total da estrutura.

No entanto, de modo a poder avaliar os valores obtidos nas zonas alteradas, é construída uma tabela com os valores obtidos para o ponto a 150 mm e 250 mm, respetivamente, da Placa do Suporte da Lâmina e da Placa Superior 1, bem como um ponto a sensivelmente 30 mm da extremidade. Um exemplo da representação da posição dos pontos, para o caso da Placa Superior 1, pode ser visto na figura F.8.

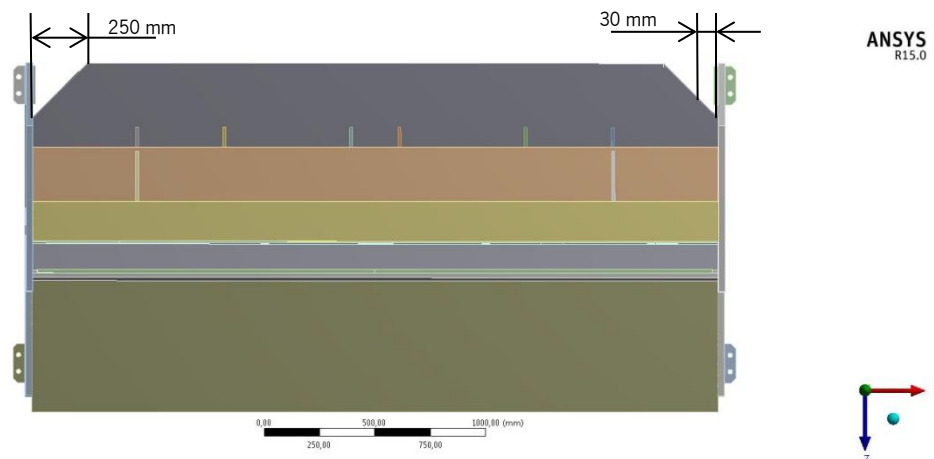


Figura F.8 - Representação da localização dos pontos, na Placa Superior 1, de estudo.

Tabela F.14 – Resultados obtidos para os pontos de estudo selecionados na Placa Suporte de Lâmina e Superior 1.

Resultados			Uni.
<b>Placa Suporte Lâmina</b> Eixo Y	150 [mm]	-0,062391	mm
	30 [mm]	-0,0010186	mm
<b>Placa Superior 1</b> Eixo Y	250 [mm]	-0,17428	mm
	30 [mm]	-0,14448	mm

Conclui-se que para o intervalo compreendido entre 30 mm e 150/250 mm, os valores apresentados são satisfatórios, sendo exequível a sua realização.

### F.8.2. Solução 8.2

Os resultados obtidos para a estrutura, da solução 8.2, com a Placa Superior 2 de espessura 16 mm, podem ser vistos na tabela F.15.

Tabela F.15 - Comparação dos resultados da estrutura original com os resultados obtidos.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução 8.2	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,18063	49,5
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,35945	30,9
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,46925	18,6
		Eixo Z [mm]	0,352	0,16217	54,0
<b>Probe 4</b>	Face exterior da Placa 1	Eixo Y [mm]	0,980	0,60314	38,5
		Eixo Z [mm]	-0,415	-0,21085	49,2

<b>Probe 5</b>	<i>Face exterior da Placa 3</i>	<i>Eixo Y [mm]</i>	0,648	0,5097	21,5
		<i>Eixo Z [mm]</i>	-0,074	-0,10234	-36,6

<b>Massa Total</b>	(kg)	3540,19	3380,32	4,5
--------------------	------	---------	---------	-----

Dos valores obtidos, verifica-se tal como no caso anterior, que não existe perdas significativas, pelo que os valores obtidos são igualmente satisfatórios. Realça-se o valor do Probe 4, que é superior ao valor obtido anteriormente. No entanto, é de salientar o valor apresentado para o Probe 5, sendo um ganho significativo comparativamente ao valor obtido na solução anterior. Em comparação à massa total verifica-se uma redução de 4,5%.

Na tabela F.16, é possível avaliar os valores obtidos para as zonas alteradas nos respetivos pontos, já mencionados anteriormente.

Tabela F.16 - Resultados obtidos para os pontos de estudo selecionados na Placa Suporte de Lâmina e Superior 1.

<b>Resultados</b>			Uni.
<b>Placa Suporte Lâmina</b> <b>Eixo y</b>	150 [mm]	-0,062399	mm
	30 [mm]	-0,0044909	mm
<b>Placa Superior 1</b> <b>Eixo Y</b>	250 [mm]	-0,17188	mm
	30 [mm]	0,14614	mm

Da análise à tabela, verifica-se que os valores são igualmente satisfatórios e semelhantes aos obtidos anteriormente. Conclui-se que a presente ideia é passível de ser implementada, contendo igualmente valores bastante satisfatórios

## **ANEXO G – PROPOSTA DE REFORÇO**

## G.1. Proposta de Solução para Reforços

Para o presente capítulo, procede-se ao estudo e proposta de reforço mais eficaz que pode ser implementado na estrutura na parte inferior.

São adicionados reforços extras à estrutura, quando existe a necessidade da empresa em adicionar maior rigidez à estrutura da máquina-ferramenta em estudo, de modo a cortar peças acima dos 6 mm de espessura, para um aço macio, sem perder a boa qualidade do corte. Assim, é apresentada uma proposta de solução a ser implementada na estrutura.

### G.1.1. Solução de Reforço para a Parte Inferior da Estrutura

Após o estudo de algumas soluções, como descrito no Capítulo 5.3, tais como, reforços semelhantes aos usados na estrutura original pela empresa ou reforços em forma de placas transversais, estes não demonstram ser tão eficazes, em termos percentuais, como a solução que é apresentada na figura G.1, por não se obterem ganhos significativos.

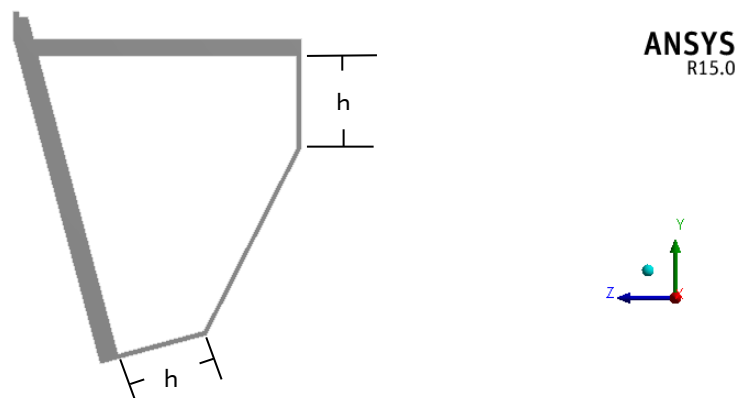


Figura G.1 – Ilustração da nova geometria proposta montada na Solução 1.

Assim, o reforço aqui apresentado, ver figura G.1, é montado na Solução 1, onde a sua espessura é de 12 mm e o comprimento “h” igual a 200 mm, encontrando-se ligado em forma de viga caixão à Mesa e à Placa de Suporte da Lâmina, garantindo uma melhor distribuição de tensões, resultando num comportamento final mais eficiente.

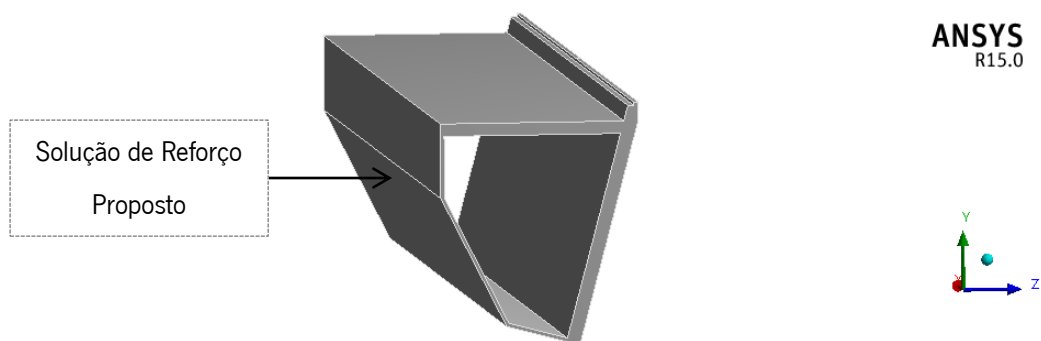


Figura G.2 - Ilustração em perspectiva da nova geometria proposta.

Esta configuração deve-se ao facto de o reforço de 200 mm aumentar o momento de inércia de ambas as placas, como visto e representado no Capítulo 5, Solução 5, sendo possível diminuir o comportamento mecânico devido às forças de corte (lateral e vertical).

Os resultados obtidos para o modelo proposto de reforço a ser implementado na estrutura de inclinação de 10°, usando os mesmos “Probes” (sensores), já mencionados no Capítulo 5 e os mesmos constrangimentos e carregamentos, podem ser vistos na tabela G.1.

Tabela G.1 - Comparação dos resultados da estrutura inferior original com os resultados obtidos da nova geometria proposta.

Probes (sensores)			Deslocamento		
			Original	Solução Ref.	(%)
<b>Probe 1</b>	Face exterior da Mesa	Eixo Z [mm]	0,357	0,121	66,1
<b>Probe 2</b>	Face inferior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,520	-0,341	34,3
<b>Probe 3</b>	Aresta superior da Placa de Suporte da Lâmina	Eixo Y [mm]	-0,576	-0,364	36,7
		Eixo Z [mm]	0,352	0,103	70,6

Da tabela observa-se que existe um aumento em praticamente todos os probes, sendo que o Probe 1 apresenta um aumento de 16% face à Solução 1.

Relativamente ao Probe 2, este não sofre alteração significativa, mas em relação ao Probe 3, em ambos os respetivos eixos, há um aumento de 15% de melhoria face à Solução 1.

De realçar que estes valores podem ser melhorados, aumentando a espessura do reforço. Apesar da desvantagem do aumento de massa e de mão-de-obra devido à soldadura, esta é uma das soluções que efetivamente apresenta mais ganhos significativos.





## **ANEXO H – FLECHA**

Para iniciar o estudo do cálculo da flecha da Placa do Suporte da Lâmina, é necessário ter em conta que:

$$P = 295 \text{ kN}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$l = 3098 \text{ mm}$$

$$l/2 = 1549 \text{ mm}$$

$$R = \frac{P}{2} = 150 \text{ kN}$$

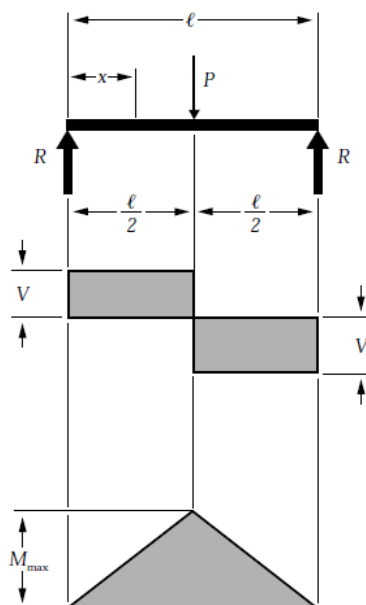


Figura H.1 - Diagrama de Esforços.

Para a resolução deste exercício é criada uma barra, igual à placa do suporte de lâmina, com um comprimento  $l = 3098 \text{ mm}$ , uma largura  $b = 50 \text{ mm}$  e uma altura  $h = 763,75 \text{ mm}$ .

O primeiro passo é o cálculo do momento de inércia, para encontrar o valor da flecha ao centro da placa, para  $x < l/2$ , de modo a obter resultados semelhantes ao caso real, pelo que,

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{50 \times 763,75^3}{12} = 1856,2 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (\text{H1})$$

Substituindo, na equação da deformada (H2), vem

$$y = \frac{Px}{48EI} (3l^2 - 4x^2) \quad (\text{H2})$$

$$y = \frac{295 \times 1549}{48 \times 210 \times 1856,2 \times 10^6} (3 \times 3098^2 - 4 \times 1549^2) = 0,468 \text{ mm}$$

Comparando o valor obtido pelo programa ANSYS da Solução 8.1, do Probe 3, Eixo Y, com o valor anterior, tem-se que,

Tabela H.1 - Comparação de Resultados.

		<b>Análise Analítica</b>	<b>Análise Numérica</b>
<i>Deformação</i>	<i>Eixo Y [mm]</i>	0,468	0,469

Uma vez que os valores são semelhantes, valida-se o processo de resolução analítico realizado. De salientar que, embora a placa do suporte da lâmina se encontre encastrada, o seu comportamento é igual ao representado na figura H.1, ou seja, comporta-se como se estivesse simplesmente apoiada nas suas extremidades.

O próximo passo é encontrar a altura ( $h$ ) necessária para a flecha quando  $x = 150 \text{ mm}$ . Para isso, é necessário recorrer à equação (H2) e substituir o  $x$  por 250 mm, para descobrir a flecha nesse ponto. O objetivo é tornar o valor obtido da flecha quando  $x = 250 \text{ mm}$ , igual a  $x = 150 \text{ mm}$  e com isso encontrar a altura equivalente. Com o valor  $y$  encontrado, para  $x = 250 \text{ mm}$ , é necessário pôr em evidência o Momento de Inércia, através da equação (H1), para  $x = 150 \text{ mm}$  e para  $y$  igual ao valor obtido anteriormente, pelo que,

Para  $x = 250 \text{ mm}$ ,

$$y = \frac{295 \times 250}{48 \times 210 \times 1856,2 \times 10^6} (3 \times 150^2 - 4 \times 250^2) = 0,11152 \text{ mm}$$

Para  $x = 150 \text{ mm}$  e com  $y = 0,11152 \text{ mm}$ , substituindo, tem-se que,

$$I = \frac{Px}{48E} (3l^2 - 4x^2) = \frac{295 \times 150}{48 \times 210} (3 \times 3098^2 - 4 \times 150^2) = 1,12 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

Através da equação do momento de inércia, é possível pôr em evidência a altura, uma vez que a única incógnita que não é conhecida é a altura.

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Substituindo, vem que,

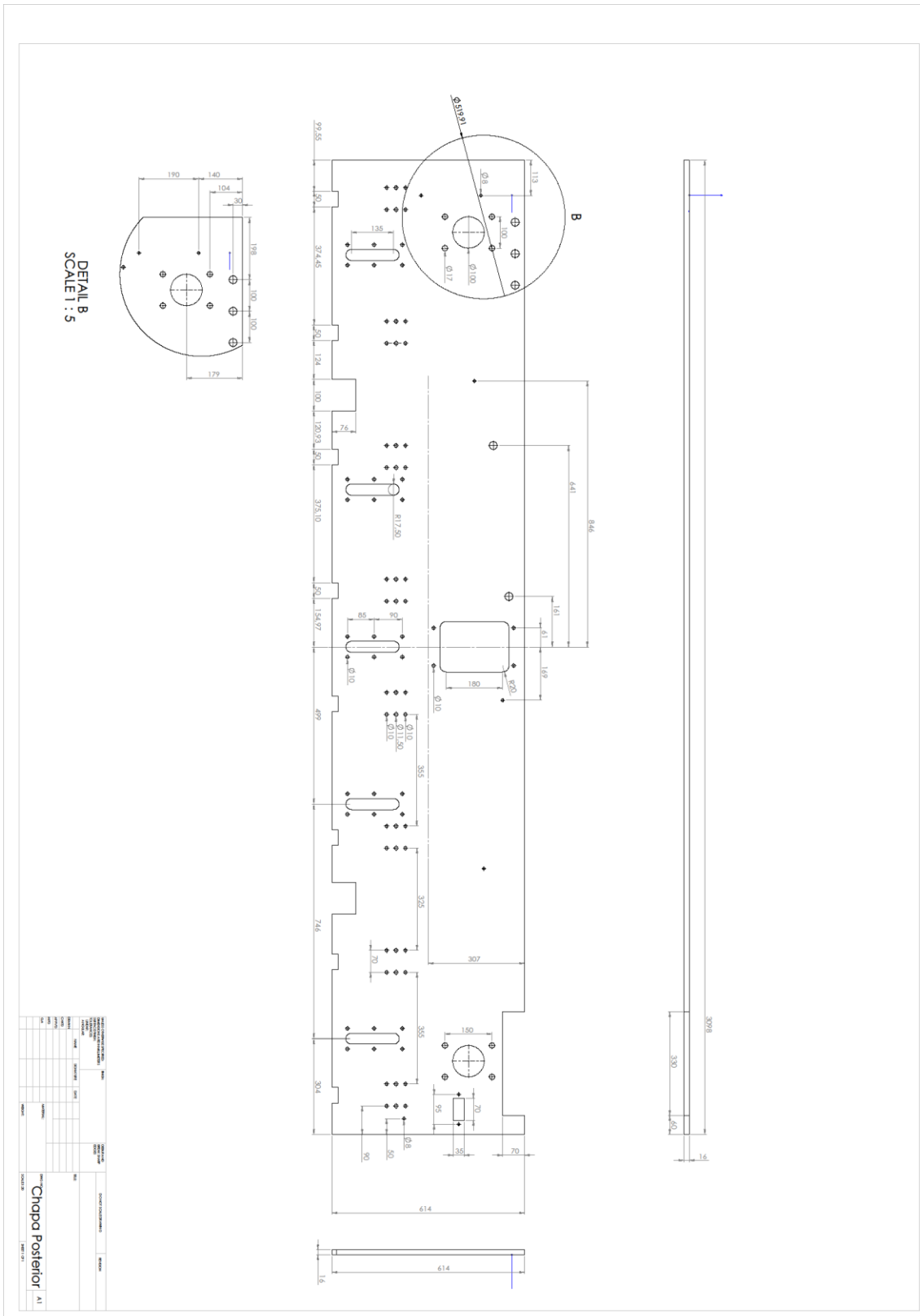
$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} = \sqrt[3]{\frac{12 \times 1,12 \times 10^9}{50}} = 647 \text{ mm}$$

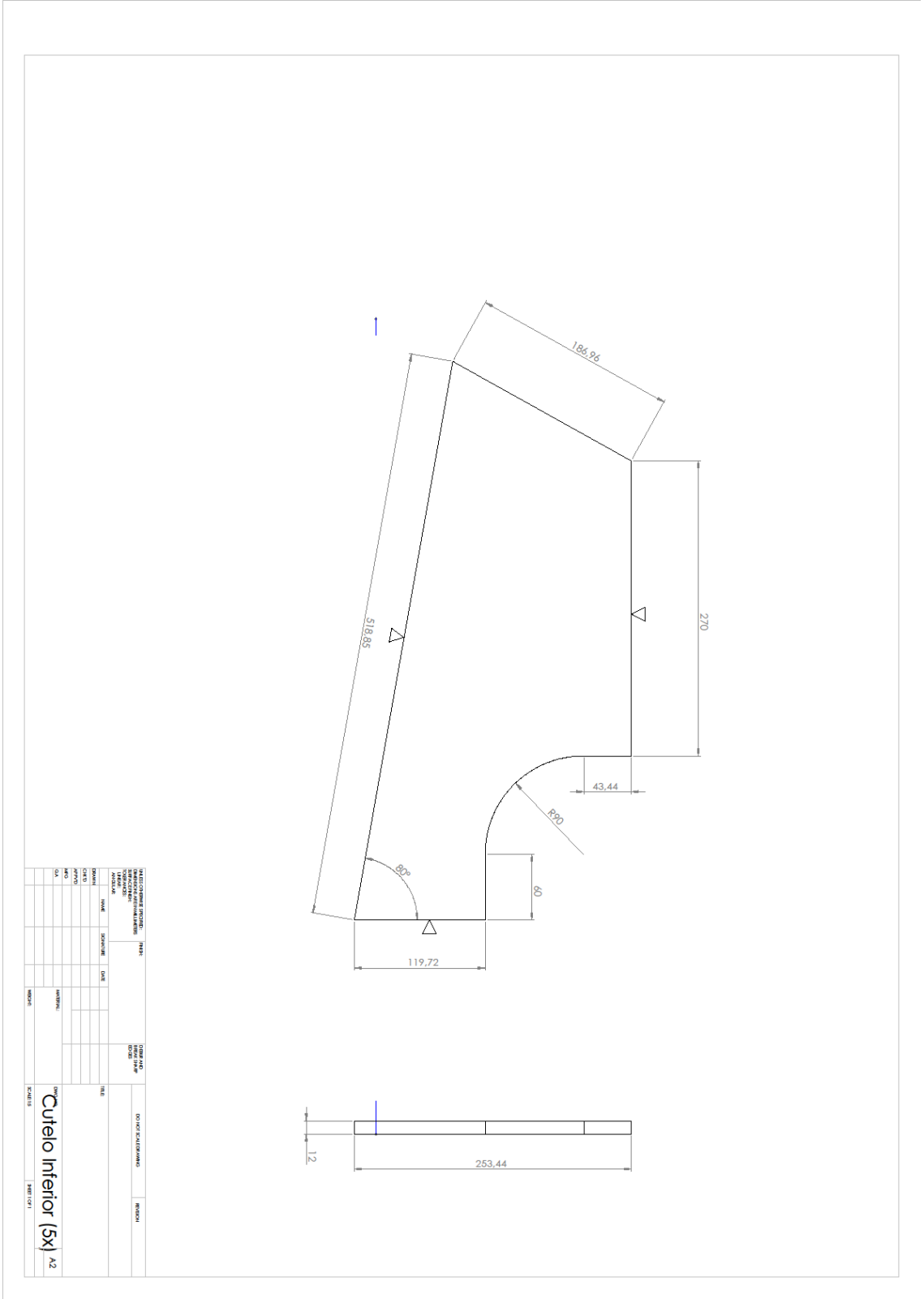
De modo a obter a altura na sua extremidade, realiza-se o mesmo processo, mas desta vez, para  $x = 1 \text{ mm}$  e com  $y = 0,11152 \text{ mm}$ , pelo que, a altura necessária para estas condições é de,

$$h = \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} = 122 \text{ mm}$$

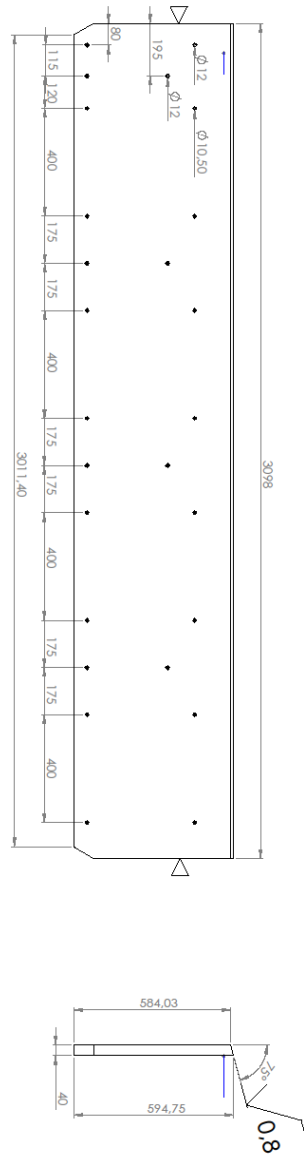
Uma vez que o valor ( $h$ ) adotado para a Solução 8 é de 612 mm, garante-se que a deformação é bastante inferior à obtida para uma altura de  $h = 122 \text{ mm}$ .

## **ANEXO I – DESENHOS TÉCNICOS**

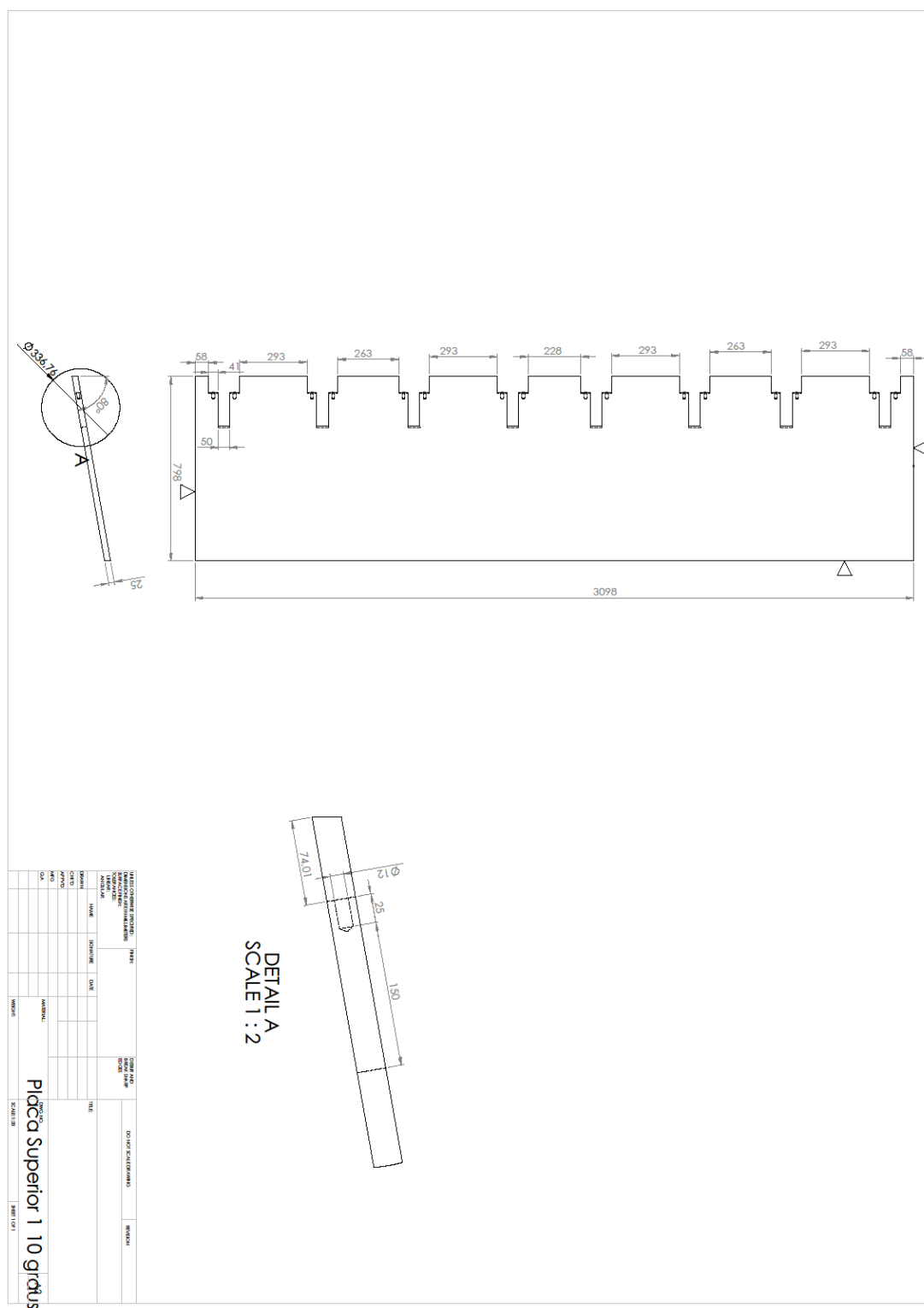


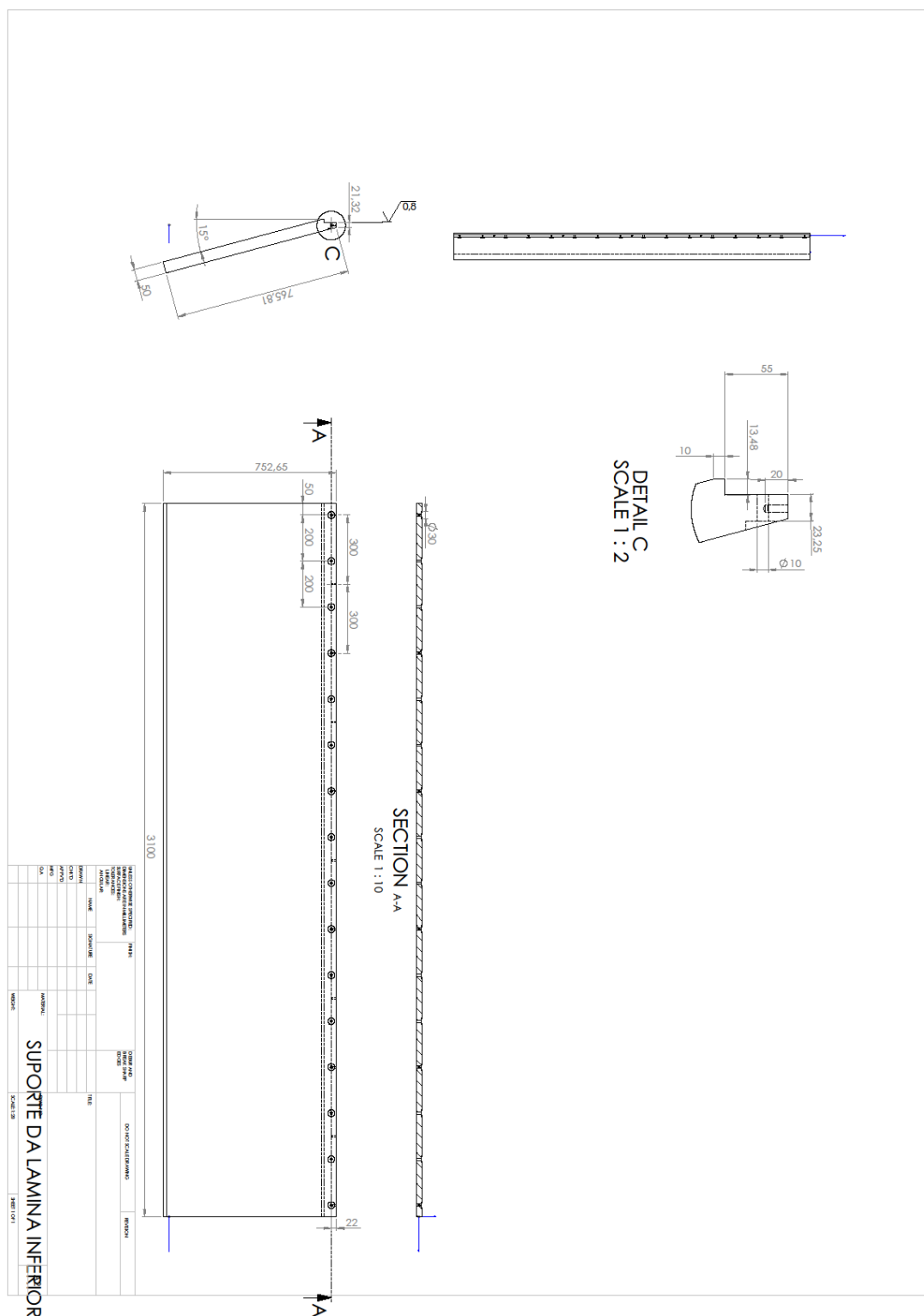






NAME	DATE	SECTION	TIME	ROOM NO.	DOCTOR	PERSON
NAME						
DATE						
SECTION						
TIME						
ROOM NO.						
DOCTOR						
PERSON						





## **ANEXO J – ARTIGO CIENTÍFICO**

## **FATIGUE LIFE ANALYSIS OF A WELDED JOINT FOR REDUCING THE SIZE OF THE THROAT BY USING FINITE ELEMENTS**

**Luís Q. Marques<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> University of Minho  
luisqmarques@gmail.com

**Keywords:** Fatigue Life, Welded Joint, Finite Element, Notch Stress Method.

**Abstract.** *The structures of machine-tools, for shearing metal, that are in service may be subject to high stresses and cyclic loads that can produce an initiation of a crack in the welded joint. Nowadays, finite element analysis has been extensively used for analyzing fatigue life of welding joints in mechanical components by using different methods and approaches. In this paper, commercial finite element analysis software, “ANSYS” and “NCode Design Life”, are used for study the possibility of reduces the throat thickness of the welding, of 8 mm to 6 mm according to the AWS D1-1:2000 code and IIW recommendation by creating two sub-models from the bottom part of the Structure, of a Guillotine, in order to study the fatigue life of the T-fillet weld joint in both cases.*

## 1 INTRODUCTION

A welded joint in a component or in a structure submitted to a cyclic load can crack due to fatigue. [1] The fatigue strength of a welded joint can be affected by a large number of parameters, such as global and local geometry, material, loading type, structural discontinuities, stress distribution, cyclic stress, mean and residual stresses, etc.

Because of these challenges, researchers have been making a lot of effort in developing new and better methods and procedures for accurate determination of stress concentrations and fatigue life of welded components, such as for example, “Eurocode 3” code [2] and “IIW recommendations for fatigue design of welded joints and components” [3], etc.

The life prediction of welded structures based on FEA can be done in several different ways with quite different level of accuracy. The four most common methods for fatigue analysis of complex structures are Nominal Stress, Hot-Spot, Notch Stress and LEFM, as shown in Figure 1.

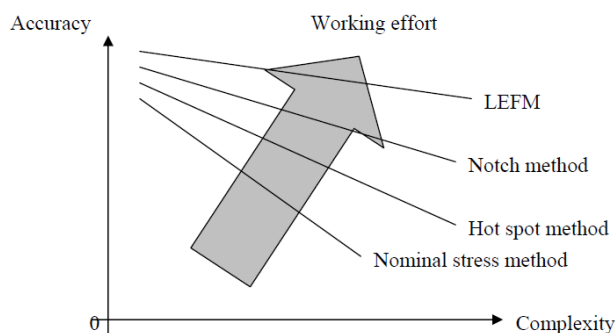


Figure 1 - Relation between accuracy, and effort required for fatigue analysis of welded joints.

In this study, for life prediction of T-fillet welded joint is used the Notch Stress Method according to the IIW recommendations by using FEA (Ansys) and CAE (N’Code DesignLife) softwares.

The Fatigue Analysis software (N’Code) calculates the Fatigue Life distribution on the components by using the stress results from the FE program (Ansys) and the Stress x Life curves from the British standard BS7608 (1993), to calculate the life distribution on the welded component.

## 2 EFFECTIVE NOTCH STRESS METHOD

Effective notch stress is the total stress at the root of a notch, obtained assuming linear-elastic material behavior. To take account of the variation of the weld shape parameters, as well as of the non-linear material behavior at the notch root, the actual weld contour is replaced by an effective one. For structural steels and aluminum alloys, an effective notch root radius of  $r = 1$  mm has been verified to give consistent results, as well as according to Hobacher. [3]

The method is limited to thicknesses  $t \geq 5$  mm, since the method has not yet been verified for smaller wall thicknesses. [3]

The figure 2 shows the principle of applying a notch radius of 1 mm on weld toes and roots, for the determination of effective notch stress using finite element analysis

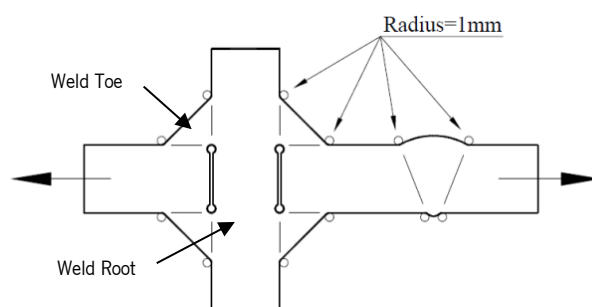


Figure 2 - Fictitious notch rounding.

### 3 OBJETIVE AND PROBLEM FORMULATION

The critical area was identified from the static analysis study, previously shown in the master thesis "Optimization the Mechanical Behavior in the Structure of a Machine-Tool, Guillotine" and it was decided to choose the bottom part of the structure for the present study. A sub-model was created with the same original load, the same thickness, the same mechanical properties, different penetrations and weld sizes. The sub-model is created from the structure of a guillotine, of the company RICO, as shown in figure 3 and 4.



Figure 3 – HGR 306 Model, RICO.

The purpose of this work was to study the possibility of reducing the throat of original weld, from 8 mm to 6 mm, for a sub-model with 40mm of thickness, according to the standard norm AWS D1.1:2000 (page 230, table 5.4), as shown in table 1.

If is proved that for an 6 mm size weld, in the sub-model, has finite life for the same load applied, then it is possible use the same size weld in the original structure.

Table 1 – Minimum Size of Fillet weld for the respective thickness [5]

Base metal Thickness (T)		Minimum Size of Fillet Weld	
in	mm	in	mm
$T \leq 1/4$	$T \leq 6$	$1/8$	3
$1/4 < T \leq 1/2$	$6 < T \leq 12$	$3/16$	5
$1/2 < T \leq 3/4$	$12 < T \leq 20$	$1/4$	6
$3/4 < T$	$20 < T$	$5/16$	8

### 3.1 Sub-Model

In order to reduce the computation time and achieve accurate results, a sub model has been used to analyze the structure with the weld. The T-Joint configuration with fillet welds at both sides in the sub-model, as shown in the figure 4. The dimensions of the plates are 400 x 350 x 50 mm and 400 x 200 x 40 mm for base plate and web plate, respectively.

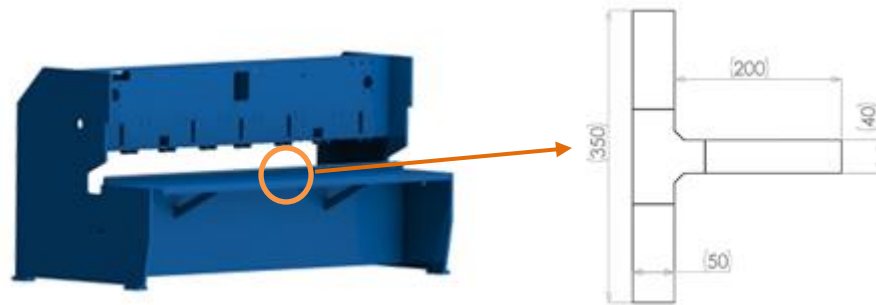


Figure 4 – Illustration of the Sub-model.

Three different throats are created in the sub-model with full penetration, 25% of penetration and 0% penetration in order to consider the effect of penetration in the welding process, as shown in the figure 5.

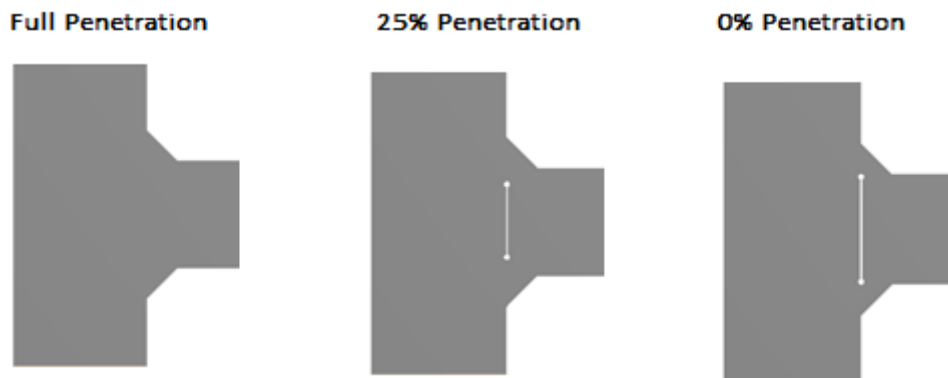


Figure 5 - Illustration of the penetration ratio in the welded joint.

### 3.2 Material

The material for double T-Fillet welded joint, which consists of web plate and base plate is S275 and the mechanical properties are shown in table 2. As is known, the fillet weld needs to have the same mechanical properties or above of the base metal. In this study, for the welded joint was considered the same mechanical properties of the base metal.



Table 2 – Material Properties

Material S275	
Modulus of Elasticity	210 GPa
Poisson Ratio	0,3
Yield Strength	275 MPa
Ultimate Tensile Strength	460 MPa

### 3.3 Loading

In order to produce the original Bending Moment in the welding, a pressure load of 27kN was applied onto the top surface of the web plate. The Load applied and the boundary condition of the model is shown in figure 6, where “A” means the surface load application, the letter “B” and “C” the fixed points.

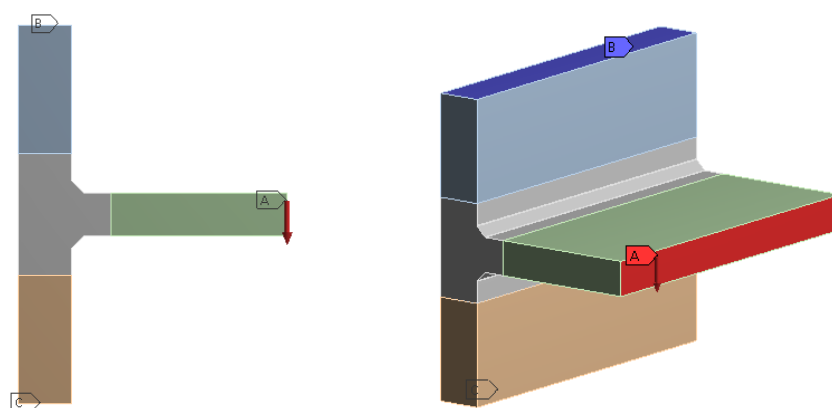


Figure 6 – Loading and boundary conditions.

## 4 FE MODELS

FE models of T-joints were constructed using ANSYS software and then linear elastic and fatigue analysis was conducted. The Effective notch concept was used and meshing was done according to IIW fatigue recommendations.

### 4.1 Element Type

Sub-model was mesh using “SOLID186” element type, which is a higher order 3-D 20-node solid element that exhibits quadratic displacement behavior. The element is defined by 20 nodes having three degrees of freedom per node: translations in the nodal x, y, and z directions. [4]

### 4.2 Mesh

The mesh refinement was conducted to have a minimum stress error in this analysis (maximum of 10% in stress results), that is the one shown in figure 7. Mesh around the notches for different sub models are shown, also, in figure 7 below.

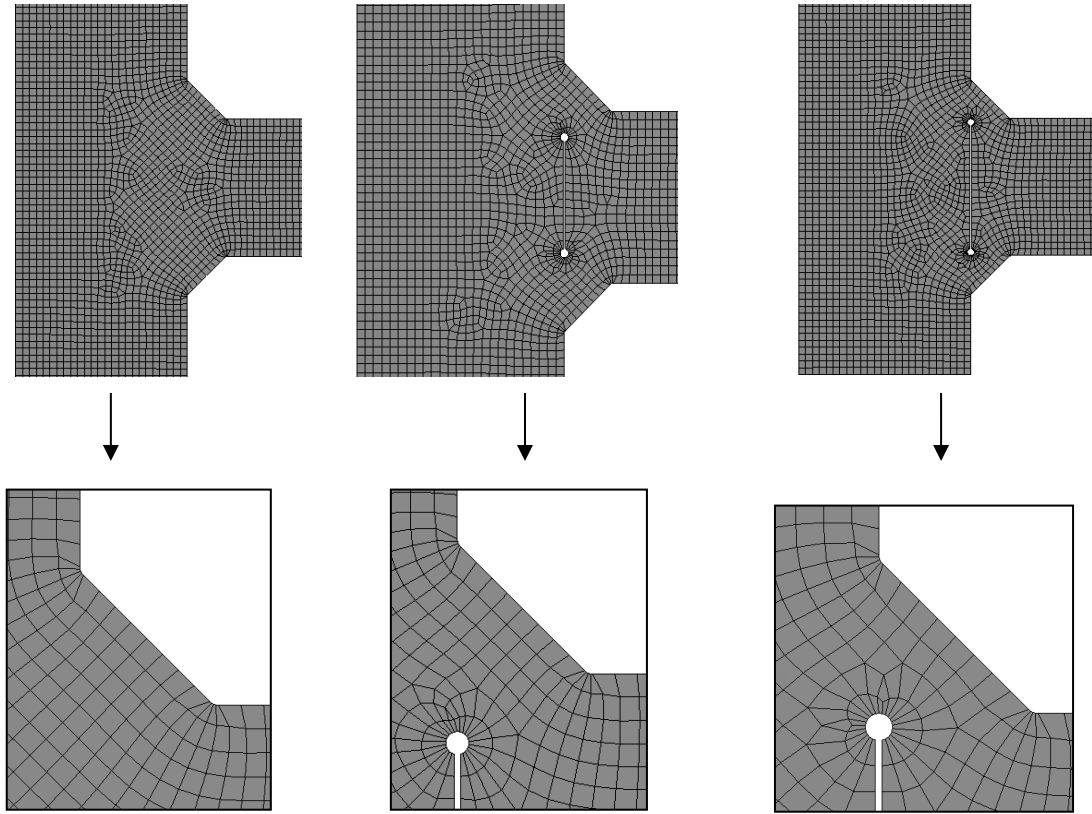


Figure 7 – Detail of the mesh of weld root and toe for the different penetration ratio.

#### 4.3 Stress Concentration Factor (K)

Stress concentration is a ratio between calculated or measured peak stress and nominal stress. The stress concentration factor was calculated as:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$$

Where  $\sigma_{max}$  is a value from FEA results.

#### 4.4 Fatigue Analysis

Fatigue Analysis, for both software's, was carried out considering mean stress theory of Goodman. The Goodman relates the mean value of the stress to the ultimate strength of the material and the oscillator component to the fatigue strength of the material. [4]

Because almost all fatigue failures start on a surface, the surface finish and residual-stress state near the surface can have a profound effect on the fatigue strength. [1] The Effect of surface finish on fatigue, for N'Code software, was considered "Hot Rolled" condition. In ANSYS, the factor  $K_f$ , which means the same as the effect of surface finish, was considered 0,75 (valour obtained through the graph of "effect of surface finish").

Loading type was considered constant amplitude with pulsating load, which means, it varies from +27 kN to 0 kN to +27 kN.

## 5 RESULTS AND DISCUSSIONS

The life for the two sub-models with different throats and various penetration ratios are tabulated below.

Table 3 – Results for stress and fatigue life.

	Penetration	Throat Thickness [mm]	Von Mises Stress at Toe [MPa]	Von Mises Stress at Root [MPa]	Factor (K)	Fatigue Life (N) [Cycles]	
	Equivalente Load Calculations [27 kN]					Ansys	Ncode
<b>Model 1</b>	0%	8	132	117	2,60	2,90E+09	3,52E+09
	25%	8	110	90	2,17	2,98E+10	3,26E+10
	100%	8	88	--	1,74	1,00E+11	6,27E+11
<b>Model 2</b>	0%	6	161	149	3,18	1,92E+08	2,32E+08
	25%	6	116	98	2,29	1,52E+10	1,58E+10
	100%	6	90	--	1,78	1,00E+11	4,96E+11

According to the results above it can be seen that the both throat thickness, of 8 mm and 6 mm, have finite life since it has more than  $10^7$  cycles, which means that it is possible reduce the original throat thickness from 8 mm to 6 mm.

The lower the penetration ratio, according to the results, the higher will be the effect in the fatigue strength and in the stress concentration (factor K).

The results for fatigue life, in both programs are almost similar, which means that the sub-models are validated, as well as the boundary conditions.

## 6 CONCLUSION

This study showed that it is possible reduces the throat thickness of the welding, of 8 mm to 6 mm according to the AWS D1-1 and IIW recommendation. It is expected, in the original structure that the welding of 6 mm also has infinite life, once the stress distribution is higher than the sub-model because this has 400 mm length compared with the 3000 mm on the original structure.

Another aspect to consider is the fact that penetration ratio has influence in the fatigue strength, as shown in the table 1 and for that reason it is recommended to study the creation of a notch on the plate.

Once the present study was carried out using Finite Elements is expected an experimental study to validate the results with more accuracy.

In summary, the advantage of this study is the possibility of reducing manufacturing costs and time production, as well as the weight of the structure, once it necessary less welding without compromising the strength of the welding.

## 7 REFERENCES

- [1] Moura Branco C., Ferreira J., Domingos J., Silva A., Projecto de Órgãos de Máquinas, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Portugal.
- [2] *Eurocode 3: Design of steel structures – Part1-9: General – Fatigue strength*, 2005.
- [3] Hobbacher, A.: Recommendations for fatigue Design of Welded Joints and Components – International Institute of Welding, doc. XIII- 2151r4-07/XV-1254r4-07, IIW, Paris, 2008.
- [4] ANSYS Mechanical APDL Element Reference, ANSYS Inc, Outubro 2012.
- [5] American Welding Society, “AWS D1.1:2000 Structural Welding Code - Steel”, 1999.

---